

Matthias Hiepe

FEM Untersuchung einer Hubwinde für
Theateranwendungen

Diplomarbeit

HOCHSCHULE MITTWEIDA

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Fakultät Maschinenbau / Feinwerktechnik

Mittweida, 2009

Matthias Hiepe

FEM Untersuchung einer Hubwinde für
Theateranwendungen

eingereicht als
Diplomarbeit

an der

HOCHSCHULE MITTWEIDA

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Fakultät Maschinenbau / Feinwerktechnik

Mittweida, 2009

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. U. Mahn

Zweitprüfer: Dr.-Ing. G. Querner

Vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

Bibliographische Beschreibung

Matthias Hiepe:

FEM Untersuchung einer Hubwinde für Theateranwendungen.-2009.-83S. Mittweida, Hochschule Mittweida, Fakultät Maschinenbau / Feinwerktechnik, Diplomarbeit, 2009

Referat:

Ziel der Diplomarbeit ist es, die Hubwinde, die für den Theatereinsatz vorgesehen ist, mittels FEM zu untersuchen. Der Einsatz von Hubwinden in der Theatertechnik erfordert große Sicherheiten der einzelnen Bauteile.

Weiterhin soll die Winde transportabel sein, da verschiedene Einsatzorte denkbar sind. Dabei spielt auch das Gewicht eine entscheidende Rolle.

Zuerst werden Spannungs- und Verformungsanalysen der wesentlichen Bauteile vorgenommen. Im Anschluss werden Untersuchungen zur Optimierung von Bauteilen durchgeführt. Zum Schluss erfolgt die Auswertung der gewonnenen Erkenntnisse.

Erklärung

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Dresden, 27.10.2009

INHALT

Formelzeichenverzeichnis

Abbildungsverzeichnis

Tabellenverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Beschreibung der Aufgabe	1
1.2	Die Finite Elemente Methode	1
1.3	Lastenheft der Hubwinde	2
1.4	Betriebsarten	3
2	Sicherheitseinrichtungen und Messaufnehmer an der Winde.....	3
3	Gesamtsystem	6
4	Winde komplett	7
4.1	Die Hauptbestandteile der Antriebseinheit.....	8
4.1.1	Die Trommel	9
4.1.1.1	Der Aufbau der Trommel	10
4.1.1.2	Die Berechnung der Seilkraft.....	11
4.1.1.3	Kräfte und Momente an der Trommel	12
4.1.1.4	Kritische Stellen der Trommel.....	13
4.1.2	Der Motorflansch komplett.....	14
4.1.2.1	Das Ausgangssystem der Hubwinde	15
4.1.2.2	Das idealisierte System der Hubwinde	16
4.1.2.3	Kräfte und Momente am Motorflansch komplett	18
4.1.2.4	Kritische Stellen des Motorflansch komplett	21
4.2	Das Grundgestell komplett	22

4.2.1	Das Grundgestell	23
4.2.1.1	Kräfte und Momente am Grundgestell	23
4.2.1.2	Kritische Stellen des Grundgestells	24
4.2.2	Der Bremsanker.....	25
4.2.2.1	Kräfte und Momente am Bremsanker	25
4.2.2.2	Kritische Stellen des Bremsankers	29
5	Kopplung der Bauteile	29
6	FEM Analyse	30
6.1	Der Bremsanker.....	30
6.1.1	Randbedingungen am Bremsanker	30
6.1.2	Vernetzung und Ergebnisfindung.....	30
6.2	Die Trommel	38
6.2.1	Randbedingungen der Trommel	38
6.2.2	Vernetzung und Ergebnisfindung.....	39
6.2.2.1	Lasteinleitung der Kraftkomponente F_y in Laststellung 3	45
6.2.2.2	Lasteinleitung der Kraftkomponente F_y in Laststellung 2	46
6.2.2.3	Lasteinleitung der Kraftkomponente F_y in Laststellung 1	46
6.3	Das Grundgestell	46
6.3.1	Die Randbedingungen des Grundgestell	46
6.3.2	Vernetzung und Ergebnisfindung.....	47
6.3.2.1	Lastrichtung 90 Grad	48
6.3.2.2	Laststellung 0 Grad.....	49
6.3.2.3	Laststellung 180 Grad.....	50
6.4	Der Motorflansch komplett.....	50

6.4.1	Die Randbedingungen des Motorflansch komplett	50
6.4.1.1	Kontaktbereiche des Motorflansch komplett	50
6.4.2	Vernetzung und Ergebnisfindung.....	51
6.4.2.1	Auswertung des Motorflansch komplett	51
7	Optimierung	56
7.1	Gestaltoptimierung des Bremsankers.....	56
7.2	Neue Werkstoffauswahl des Bremsankers	58
8	Untersuchung des Einflusses der Randbedingungseinbringung	60
8.1	Der Bremsanker.....	60
8.2	Die Trommel	63
9	Weitere Nachweise	64
9.1	Nachweis der Schweißnähte am Grundgestell	65
9.1.1	Nachweis der Kehlnähte am Grundgestell.....	65
9.1.2	Nachweis der HV-Nähte am Grundgestell	69
9.2	Statischer-/dynamischer Festigkeitsnachweis der belasteten Welle	72
9.3	Überschlägige Berechnung der Durchbiegung der abgesetzten Welle.....	77
9.4	Das Moment am Bremsanker	79
10	Zusammenfassung	82
11	Ausblick.....	83
12	Literaturverzeichnis.....	84
13	Anlagen	86

Formelzeichenverzeichnis

A	mm	Abstand zwischen Bremsanker und Bremsscheibe
a_r	mm	rechnerische Nahtdicke
α_{kb}		Kerbformzahl
β_{kb}		experimentell bestimmte Kerbwirkungszahl
D	mm	größter Durchmesser der Welle
D	mm	kleinster Durchmesser der Welle
d_{Brems}	mm	Durchmesser der Bremsscheibe
d_{Seil}	mm	Durchmesser des Rundseils
d_{Trommel}	mm	Durchmesser der Trommel
F_{AY}	N	vertikales Lager am Rahmen (Motorseitig)
F_{Brems}	N	Tangentialkraft an der Bremsscheibe
F_{CY}	N	vertikales Lager am Rahmen (Wellenseitig)
F_G	N	vertikale Kraft infolge Eigengewicht im ruh. Gleichgewichtszustand
F_{Mot}	N	vertikale Kraft infolge Motorbeschleunigung
F_S	N	Bremskraft an den Befestigungslöchern des Bremsankers
$F_{\text{SchraubeT}}$	N	Torsionskraft an den Befestigungslöchern des Bremsankers maximale Schraubenkraft zur Einleitung des Momentes M_x am Motorflansch für Momentenlagerung
$F_{S\text{max}}$	N	
F_{SY}	N	vertikale Kraft an den Schraubenlöchern zur Einleitung von $F_Y/2$
F_x	N	horizontale Komponente der Kraft an der Trommel
F_y	N	vertikale Komponente der Kraft am Tragseil
F_{Y1}	N	Kraft am Tragseil in Laststellung 1
F_z	N	vertikale Komponente der Kraft an der Trommel
f_{YK}	N/mm ²	Streckgrenze
G'		bezogenes Spannungsgefälle
h_{Rill}	mm	Tiefe der Seilrille
$K_{0\sigma}$		Oberflächeneinflussfaktor
K_A		Anwendungsfaktor
K_{Db}		Einflussfaktor
K_g		geometrischer Größeneinflussfaktor
K_t		technologischer Größeneinflussfaktor für Zugfestigkeit
K_v		Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung
L	mm	Abstand zwischen den Befestigungslöchern am Bremsanker
L	mm	Abstand vom Motorflansch für Momentenlagerung zum Rahmen
M_{Antrieb}	Nmm	Antriebsmoment des Servogetriebemotors
M_B	Nmm	Gegenmoment der Bremsscheibe

M_{Brems}	Nmm	Torsionsmoment am Bremsanker
M_{Last}	Nmm	Drehmoment an der Trommel infolge Kraft am Tragseil
M_{max}	Nmm	maximales Biegemoment
M_{res}	Nmm	resultierendes Moment an Position 1,2 der Welle
M_X	Nmm	Moment am Motorflansch für Momentenlagerung infolge F_{AY}
n_b		Stützzahl
r	mm	Radius der Welle
$R_{p0,2}$	N/mm ²	Streckgrenze
r_{Rill}	mm	Radius der Seilrille
S_D		Sicherheit gegen dynamische Beanspruchung
S_{Derf}		erforderliche Sicherheit gegen dynamische Beanspruchung
$S_{D\text{min}}$		Sicherheitswert
S_F		Sicherheit gegen Fließen
S_z		Sicherheitswert
t_1	mm	Dicke des Schweißteil 1
t_2	mm	Dicke des Schweißteil 2
t_{min}	mm	kleinste Dicke der Schweißteile
W	mm ³	axiales Widerstandsmoment
α	Grad	höchstzulässiger Schrägzug
α_W		Wert für die Grenzschweißnahtspannung
γ_M		Teilsicherheitsbeiwert
φ_B		Verdrehung der Bremsscheibe
σ_{\perp}	N/mm ²	Normalspannung senkrecht zur Schweißnaht
σ_{ba}	N/mm ²	Biegespannung
σ_{bf}	N/mm ²	Biegefließgrenze
σ_{bGW}	N/mm ²	Wechselfestigkeit für das Bauteil
σ_{bwn}	N/mm ²	Biegewechselfestigkeit für die Normalabmessungen
$\sigma_{b\text{max}}$	N/mm ²	maximale Biegespannung
$\sigma_{w,v}$	N/mm ²	Vergleichswert der vorhandenen Schweißnahtspannung
τ_{\perp}	N/mm ²	Schubspannung senkrecht zur Schweißnaht
τ_{\parallel}	N/mm ²	Schubspannung parallel zur Schweißnaht

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1	Sicherheitseinrichtungen an Winde komplett 1	5
Abbildung 2.2	Sicherheitseinrichtungen an Winde komplett 2	5
Abbildung 3.1	Schnittdarstellung der Winde komplett.....	6
Abbildung 4.1	Baugruppen der Winde komplett	7
Abbildung 4.2	Bauteile der Antriebseinheit komplett	8
Abbildung 4.3	Bauteile der Baugruppe Trommel	10
Abbildung 4.4	Krafteinleitung an den Laststellungen der Trommel.....	12
Abbildung 4.5	Kräfte an der Trommel	13
Abbildung 4.6	Bauteile der Baugruppe Motorflansch.....	14
Abbildung 4.7	Schnittdarstellung mit Kräften und Lagern der Winde komplett ...	15
Abbildung 4.8	idealisiertes System der Welle	17
Abbildung 4.9	Modell der idealisierten Welle	17
Abbildung 4.10	Modell der Krafteinleitung Motorflansch komplett	18
Abbildung 4.11	Schema zur Ermittlung der Radien am Motorflansch komplett	19
Abbildung 4.12	Schema zur Einleitung des Momentes über Ersatzkräfte	19
Abbildung 4.13	Schema zur Einleitung der Querkraft am Motorflansch komplett.	20
Abbildung 4.14	Schema zur Einleitung des Antriebsmomentes	20
Abbildung 4.15	Baugruppen des Gundgestell komplett.....	22
Abbildung 4.16	Bauteile des Grundgestells	23
Abbildung 4.17	Krafteinleitung am Grundgestell.....	24
Abbildung 4.18	Bauteile des Bremsankers	25
Abbildung 4.20	Ermittlung des Drehmomentes M_{Last}	26
Abbildung 4.19	Schema zur Einleitung der Tangentialkraft am Bremsanker	26

Abbildung 4.21	Ermittlung der Tangentialkraft F_{Brems}	27
Abbildung 4.22	Ermittlung des Momentes M_{Brems}	27
Abbildung 4.23	Ermittlung der Ersatzkräfte $F_{\text{SchraubeT}}$	28
Abbildung 4.24	Krafteinleitung am Bremsanker.....	28
Abbildung 6.2	Bremsanker Elementgröße 3 mm	30
Abbildung 6.1	Bremsanker Elementgröße 2 mm	30
Abbildung 6.4	Bremsanker Elementgröße 8 mm	30
Abbildung 6.3	Bremsanker Elementgröße 5 mm	30
Abbildung 6.5	Bremsanker Elementgröße Standard Normal	31
Abbildung 6.6	Bremsanker Elementgröße Standard Hochwertig.....	31
Abbildung 6.7	Bremsanker Elementgröße Standard Normal	32
Abbildung 6.8	Bremsanker Elementgröße Standard Hochwertig.....	33
Abbildung 6.9	Bremsanker Elementgröße 8 mm	33
Abbildung 6.10	Bremsanker Elementgröße 5 mm	34
Abbildung 6.11	Bremsanker Elementgröße 3 mm	35
Abbildung 6.12	Bremsanker Elementgröße 2 mm	35
Abbildung 6.13	Bremsanker Elementgröße 2 mm	37
Abbildung 6.14	Bremsanker Elementgröße 8 mm	38
Abbildung 6.15	Trommel Elementgröße Standardeinstellung Normal	40
Abbildung 6.16	Trommel Elementgröße 5 mm	41
Abbildung 6.17	Trommel Elementgröße Standardeinstellung Normal	42
Abbildung 6.18	Trommel Elementgröße 5 mm	42
Abbildung 6.19	Trommelnabenscheibe Elementgröße 5 mm	43
Abbildung 6.20	Trommelnabenscheibe Standardeinstellung Normal	43

Abbildung 6.21	Trommelrohr Standardeinstellung Normal	44
Abbildung 6.22	Trommelrohr Elementgröße 5 mm.....	44
Abbildung 6.23	Trommel mit Laststellung 3 und Elementgröße 5 mm	45
Abbildung 6.24	Elementgröße 5 mm Ausschnitt.....	45
Abbildung 6.25	Elementgröße 3 mm Laststellung 3	48
Abbildung 6.26	Elementgröße 3 mm Ausschnitt.....	49
Abbildung 6.27	Baugruppe Motorflansch Elementgröße 5 mm	52
Abbildung 6.28	Motorflansch Elementgröße 5 mm.....	52
Abbildung 6.29	DU Sondergroßbuchse Elementgröße 5 mm.....	53
Abbildung 6.30	Gleitlagerschale Elementgröße 5 mm.....	54
Abbildung 6.31	Motorflansch für Momentenlagerung Elementgröße 5 mm	54
Abbildung 6.32	Kraftaufnehmerdruckplatte Elementgröße 2 mm	55
Abbildung 6.33	Kraftaufnehmerdruckwinkel Elementgröße 2 mm	55
Abbildung 7.1	Bremsanker vor Optimierung Elementgröße 5 mm.....	56
Abbildung 7.2	Bremsanker nach Optimierung Elementgröße 5 mm.....	58
Abbildung 7.3	Bremsanker nach Optimierung Aluminiumlegierung 5 mm	60
Abbildung 8.1	Bremsanker mit fixierter Lagerung	61
Abbildung 8.2	Bremsanker im Verbund gerechnet	62
Abbildung 8.3	Bremsanker mit starrer Lagerung gerechnet	62
Abbildung 8.4	Trommel mit fixierter Lagerung	63
Abbildung 8.5	Spannungsauswertung Trommel mit fixierter Lagerung.....	63
Abbildung 8.6	Spannungsauswertung Trommel im Verbund gerechnet.....	64
Abbildung 9.1	maximale von Mises Vergleichsspannung am Rahmen	66
Abbildung 9.2	Spannungskomponente σ_Y zur Ermittlung von σ_{\perp}	67

Abbildung 9.3	Spannungskomponente τ_{xy} zur Ermittlung von $\tau_{ }$	68
Abbildung 9.4	Spannungskomponente τ_{yz} zur Ermittlung von τ_{\perp}	68
Abbildung 9.5	Maximale von Mises Vergleichsspannung	69
Abbildung 9.6	lokales Koordinatensystem HV-Naht	70
Abbildung 9.7	Positionen der Spannungskomponenten σ_{\perp}	71
Abbildung 9.9	Kräfte an der idealisierten Welle	72
Abbildung 9.8	idealisierte Welle.....	72
Abbildung 9.10	zweifach gelagerte, abgesetzte Welle mit Punktlast	77
Abbildung 9.11	zweifach gelagerte, abgesetzte, idealisierte Welle mit Punktlast .	78
Abbildung 9.12	Verdrehstützung des Bremsankers durch die Bremsscheibe 1 ...	79
Abbildung 9.13	Verdrehstützung des Bremsankers durch die Bremsscheibe 2 ...	80

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.1	Betriebsarten von Motoren.....	3
Tabelle 5.1	Eigenschaften der Kontakt-Typen.....	29
Tabelle 6.1	Übersicht Elementgröße/ größte Spannung.....	36
Tabelle 6.2	prozentuale Abweichungen der Spannungen	36
Tabelle 6.3	Übersicht Elementgröße/ größte Spannung.....	39
Tabelle 6.4	prozentuale Abweichungen der Spannungen	39
Tabelle 6.5	Übersicht Elementgröße/ größte Spannung.....	47
Tabelle 6.6	prozentuale Abweichungen der Spannungen	47
Tabelle 6.7	Kontaktbereiche der Baugruppe Motorflansch	50
Tabelle 6.8	Übersicht Elementgröße/ größte Spannung.....	51
Tabelle 6.9	prozentuale Abweichung der Spannungen	51
Tabelle 7.1	Vergleich Bremsanker vor/ nach Optimierung.....	57
Tabelle 7.2	Werkstoffe Bremsanker	59
Tabelle 7.3	Gegenüberstellung Bremsanker S235/ AlMgSi0,5.....	59
Tabelle 9.1	maximale Spannungen σ_{\perp} / σ_v an den Schweißnähten	71

1 Einleitung

1.1 Beschreibung der Aufgabe

Ausgangspunkt für die Untersuchung der Hubwinde ist eine bereits fertige Konstruktion der Winde. Die Aufgabe besteht darin, Spannungsuntersuchungen mittels FEM der wesentlichen Bauteile der Winde vor Herstellung des Prototyps durchzuführen und gegebenenfalls Optimierungen vorzunehmen.

Da die Hubwinde in der Bühnentechnik eingesetzt werden soll, gelten sehr hohe Sicherheitsanforderungen. Die Bestimmungen der DIN 56950:2005-04 und die mögliche Gefahr eines Versagens einzelner Windenkomponenten und die damit verbundenen Kosten für eine Überarbeitung der Konstruktion lassen eine Vorabuntersuchung mit der Finiten Elemente Methode sinnvoll erscheinen. Weiterhin eröffnet die Untersuchung der Hubwinde mittels FEM weitere Möglichkeiten der Gewichtsersparnis.

Es ist wichtig, die Winde so sicher wie nötig auszulegen, aber auch auf das Gesamtgewicht der Hubwinde zu achten.

Auf Grund der Komplexität ist der Arbeitsumfang auf statische Festigkeitsuntersuchungen beschränkt. Dauerfestigkeitsuntersuchungen erfolgen lediglich für die Welle. Weiterhin sind Schrauben und Schraubenverbindungen einschließlich der damit verbundenen Vorspannkräfte nicht Gegenstand der Arbeit.

1.2 Die Finite Elemente Methode

„Bei der Finiten Elemente Methode handelt es sich grundsätzlich um ein numerisches Verfahren zur Lösung von Differentialgleichungen, bei dem das zu berechnende Gebiet in eine beliebig große Anzahl Elemente unterteilt wird. Diese Elemente sind „endlich“ (finit) klein, weiterhin ist auch die Anzahl der Elemente endlich groß. Aus diesem Zusammenhang leitet sich der Begriff der Finite Elemente Methode ab.

Innerhalb dieser Elemente werden Ansatzfunktionen definiert, die dann in die zu lösende Differentialgleichung eingesetzt werden. In Verbindung mit den Anfangs-, Rand- und Übergangsbedingungen wird ein Gleichungssystem

gebildet, das im Anschluss numerisch gelöst werden kann. Die Größe des zu lösenden Gleichungssystems hängt maßgeblich von der Anzahl der finiten Elemente ab. Die Lösung dieses Gleichungssystems stellt letztlich die numerische Lösung der betrachteten Differentialgleichung dar.“ [17]

1.3 Lastenheft der Hubwinde

Das Konzept der Hubwinde der Firma AMW beruht auf dem Gedanken, eine möglichst kompakte und transportable Winde für den Theater und Bühneneinsatz anzubieten. Das Gewicht der Hubwinde soll so gering wie möglich sein. Die Hubwinde muss relativ geringe Massen zwischen 60 kg im Dauerbetrieb (S1) und 100 kg im periodischen Aussetzbetrieb (S3) heben.

Die maximale Hubgeschwindigkeit soll $1,5 \text{ ms}^{-1}$ betragen und die Beschleunigung wird mit höchstens 8 ms^{-2} angegeben. Die Hubhöhe beträgt 40 m. Der Seilabgang ist in einem Bereich von 0° bis 270° möglich.

Weiterhin legt die DIN 56950:2005-04 fest, dass „tragende Konstruktionen der maschinentechnischen Einrichtung für die 2fache auftretende Nennbelastung ausgelegt sein müssen.“ [12] S. 21 In der vorliegenden Arbeit wird daher das Erreichen einer Sicherheit von mindestens 2 gegenüber Streckgrenze gefordert.

1.4 Betriebsarten

Kurzzeichen	Definition	Masse die gehoben wird	Schema
S1	Dauerbetrieb Ein Betrieb mit einer konstanten Belastung, die solange ansteht, dass die Maschine den thermischen Beharrungszustand erreichen kann.	60 kg	
S3	Periodischer Aussetzbetrieb Ein Betrieb der sich aus einer Folge identischer Spiele zusammensetzt, von denen jedes eine Betriebszeit mit konstanter Belastung und eine Stillstandszeit mit stromlosen Wicklungen umfasst, wobei der Anlaufstrom die Übertemperatur nicht merklich beeinflusst.	100 kg	

Tabelle 1.1 „Betriebsarten von Motoren“ [16]

Da bei der Betrachtung der Hubwinde stets vom „schlimmsten“ Fall ausgegangen werden soll, wird bei der Untersuchung von der Masse 100 kg ausgegangen. Diese wird im periodischen Aussetzbetrieb gehoben.

2 Sicherheitseinrichtungen und Messaufnehmer an der Winde

Die Sicherheitsanforderungen an Winden im Theaterbereich sind sehr hoch, da sich unter den schwebenden Lasten permanent Personen aufhalten können. Somit müssen alle Sicherheitseinrichtungen redundant ausgeführt werden.

Das Abbremsen der Trommel erfolgt mittels Motor. Zusätzlich ist eine Scheibenbremse an der Trommel angebracht, deren Bremszange über den Bremsanker am Rahmen befestigt ist und elektromagnetisch gesteuert wird. Sie wird im normalen Betrieb als reine Feststellbremse genutzt.

Sollte die interne Bremse des Motors die Seiltrommel aus Defektgründen, wie beispielsweise Wellenbruch nicht bremsen können, wird die Scheibenbremse als Notbremse genutzt.

Die Drehzahl des Motors wird intern ermittelt, weiterhin wird sie mit der Gebereinheit komplett überwacht. Dabei wird die Drehzahl der Welle mittels Zahnriemen an den Drehgeber übertragen. Wird eine Differenz zwischen der Drehzahl am Motor und der ermittelten Drehzahl am Drehgeber ermittelt, erfolgt das sofortige Abbremsen des Motors.

Um sicher zu gehen, dass die Vorspannung des Zahnriemens gegeben ist, wird sie mit einem Positionsschalter überwacht, d.h. sollte der Zahnriemen nicht vorgespannt sein, kann die Hubwinde nicht gestartet werden.

Ein mehrlagiges Aufwickeln des Tragseils wird durch die Wickelüberwachung verhindert. Im Falle des Übereinanderlegens des Tragseiles wird ein Positionsschalter betätigt und die Winde wird gestoppt.

Das lockere Umschlingen der Seiltrommel wird durch die Seilandrückvorrichtung verhindert, das Tragseil wird damit an die Trommel gepresst.

Abbildungen 2.1 und 2.2 zeigen die Sicherheitseinrichtungen und Messaufnehmer an der Winde.

2 Sicherheitseinrichtungen

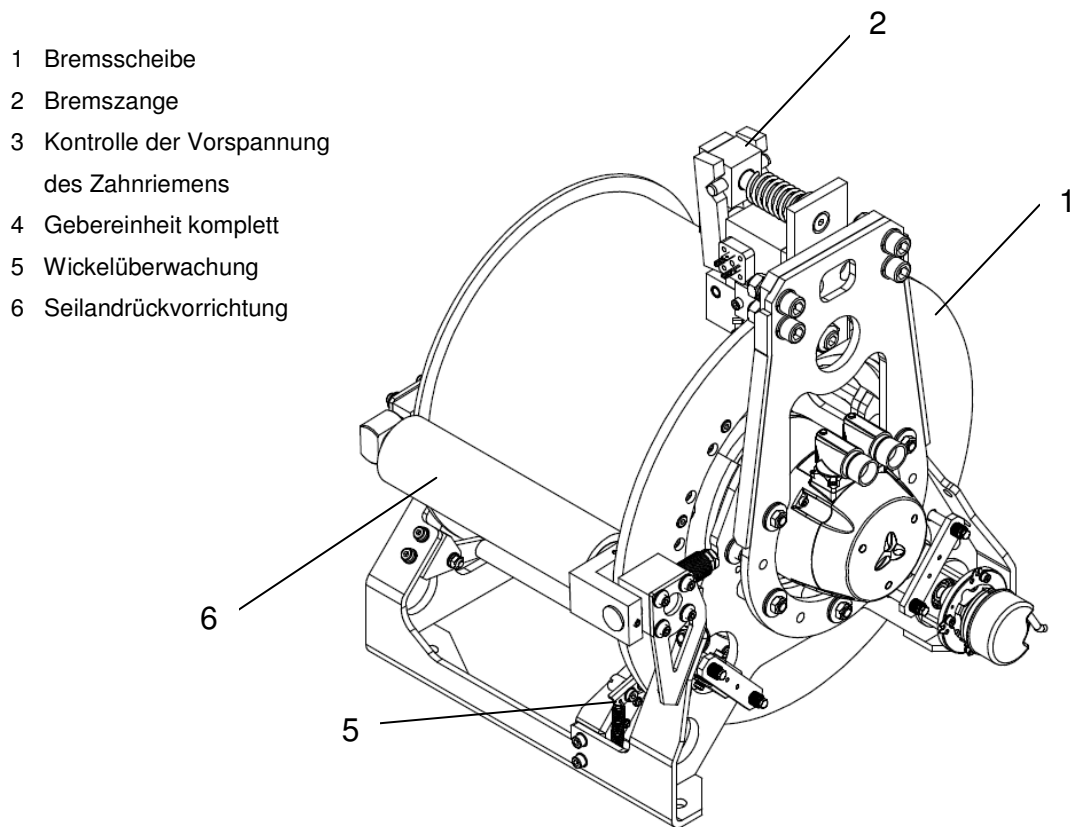


Abbildung 2.1 Sicherheitseinrichtungen an Winde komplett 1

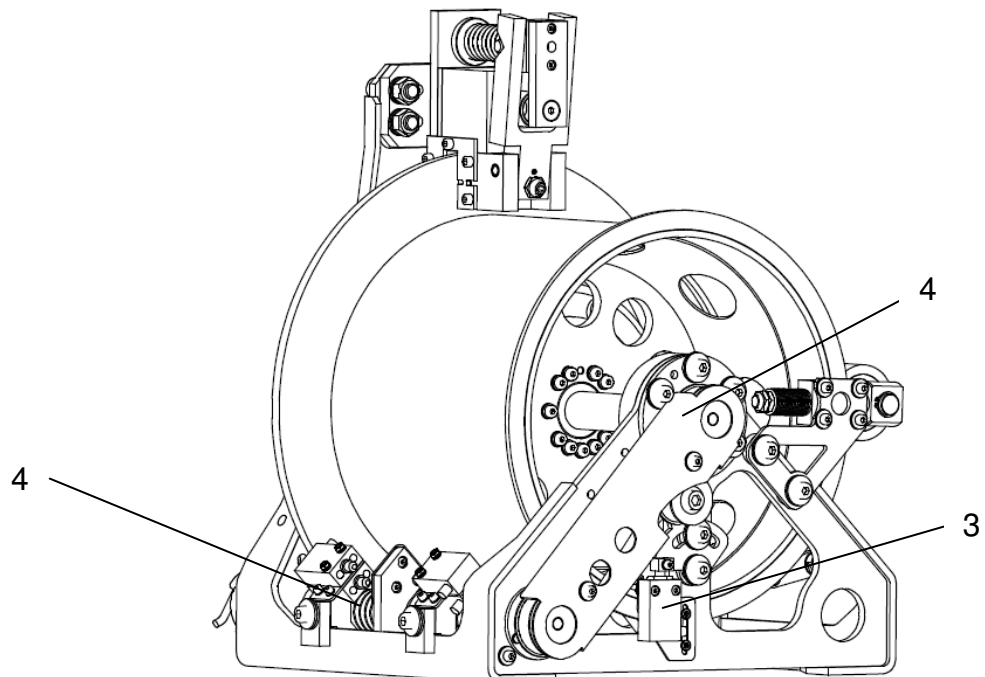


Abbildung 2.2 Sicherheitseinrichtungen an Winde komplett 2

3 Gesamtsystem

Das Gesamtsystem ist statisch unbestimmt, d.h., der Kraftfluss ist abhängig von der Steifigkeit der Bauteile. Das Gesamtbauteil, nachfolgend mit Winde komplett bezeichnet, kann aber nicht in einem kompletten FE- Gesamtmodell abgebildet werden. Gründe hierfür sind sowohl die maximal rechenbare Modellgröße, als auch die Nichtmodellierbarkeit bestimmter Teile, wie z.B. des Servogetriebemotors. Es müssen daher einzelne Bauteile und Baugruppen separat analysiert werden. Für diese sind geeignete Randbedingungen zu formulieren. Dies erfolgt in den nachfolgenden Abschnitten.

Abbildung 3.1 zeigt den Aufbau der Hubwinde als Schnittdarstellung.

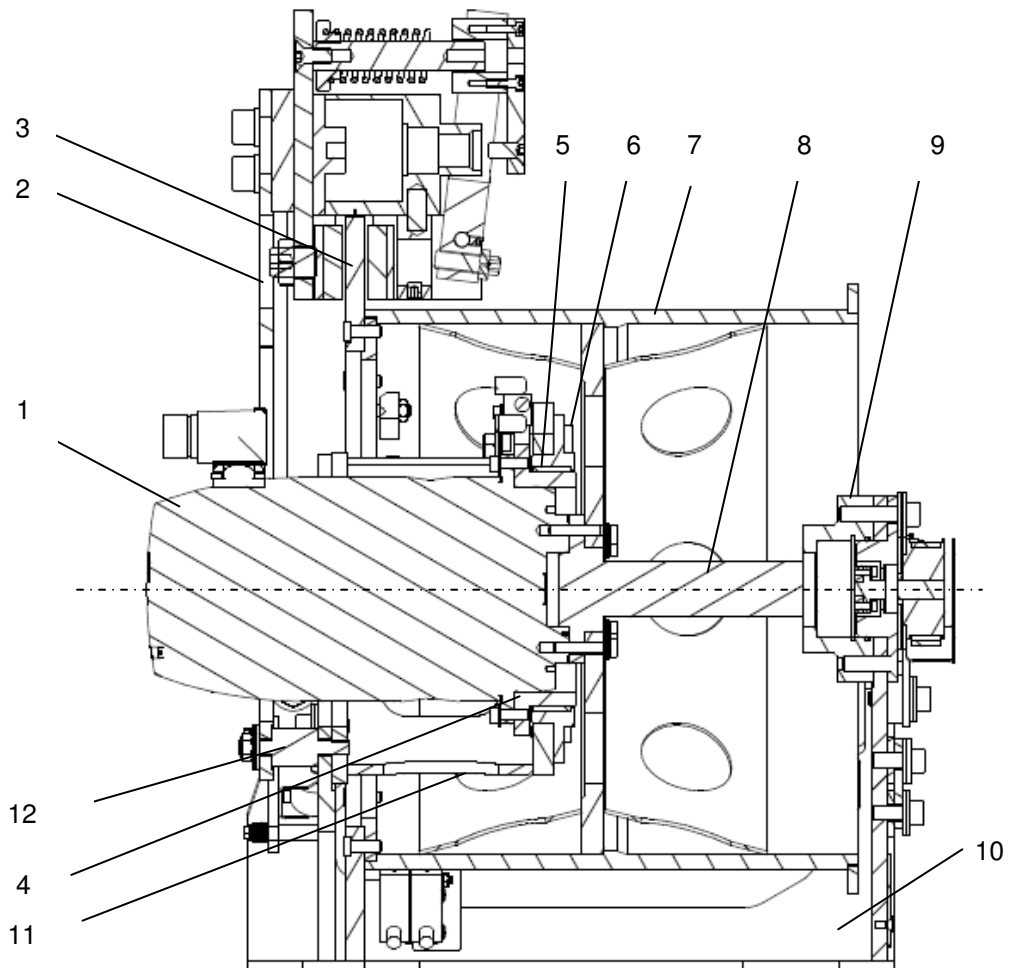


Abbildung 3.1 Schnittdarstellung der Winde komplett

- | | |
|-------------------------------------|----------------------|
| 1 Servogetriebemotor | 7 Trommel |
| 2 Bremsanker | 8 Welle |
| 3 Bremsscheibe | 9 Stützlageraufnahme |
| 4 Motorflansch für Momentenlagerung | 10 Grundgestell |
| 5 DU Sondergroßbuchse | 11 Motorflansch |
| 6 Gleitlagerschale | 12 Bolzen |

4 Winde komplett

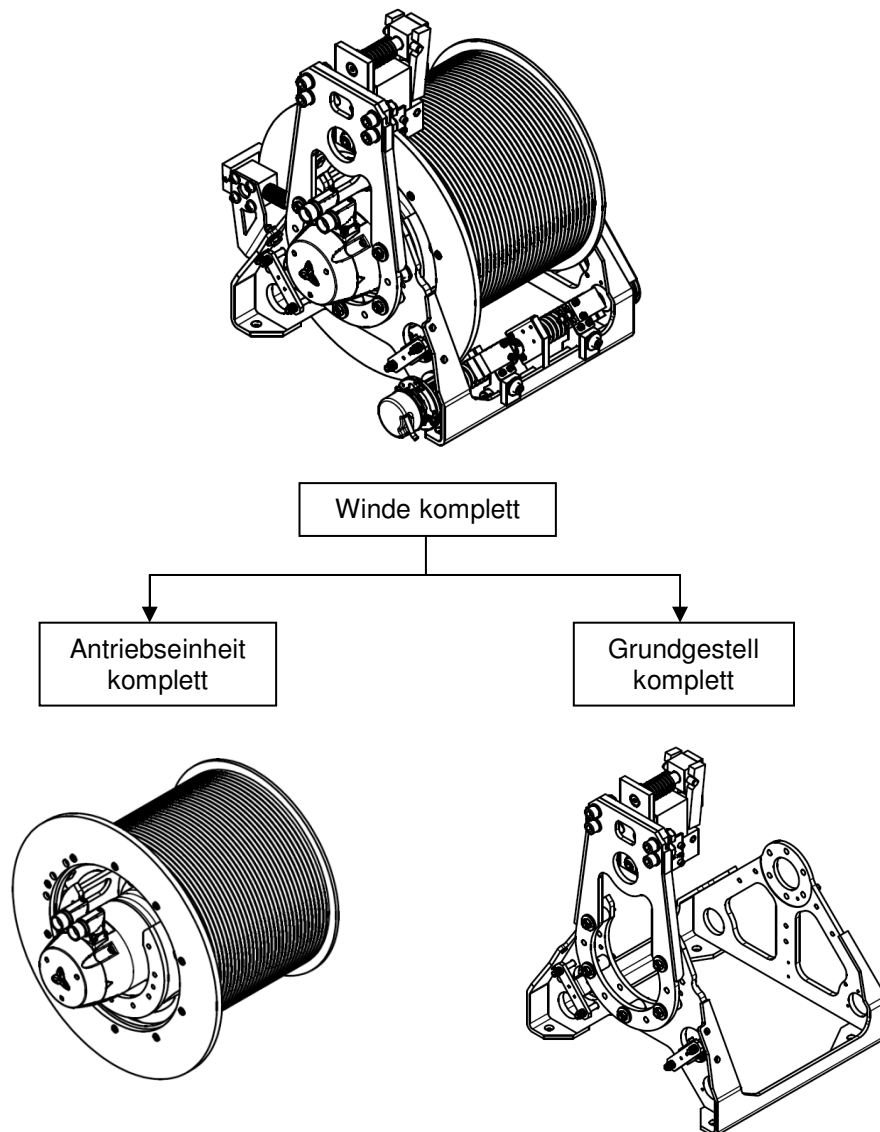


Abbildung 4.1 Baugruppen der Winde komplett

Die Winde komplett besteht aus den 2 großen Baugruppen Antriebseinheit komplett und Grundgestell komplett (Abb.4.1). Im Folgenden werden diese ausführlich behandelt. Die Nomenklatur der Baugruppen und Bauteile entspricht den Bezeichnungen der Konstruktionsunterlagen der Firma AMW.

Die in den nachfolgenden Baumstrukturen jeweils farblich markierten Bauteile sind die zu untersuchenden Teile.

Technische Zeichnungen sowie weitere Informationsquellen sind im Anhang erklärt.

4.1 Die Hauptbestandteile der Antriebseinheit

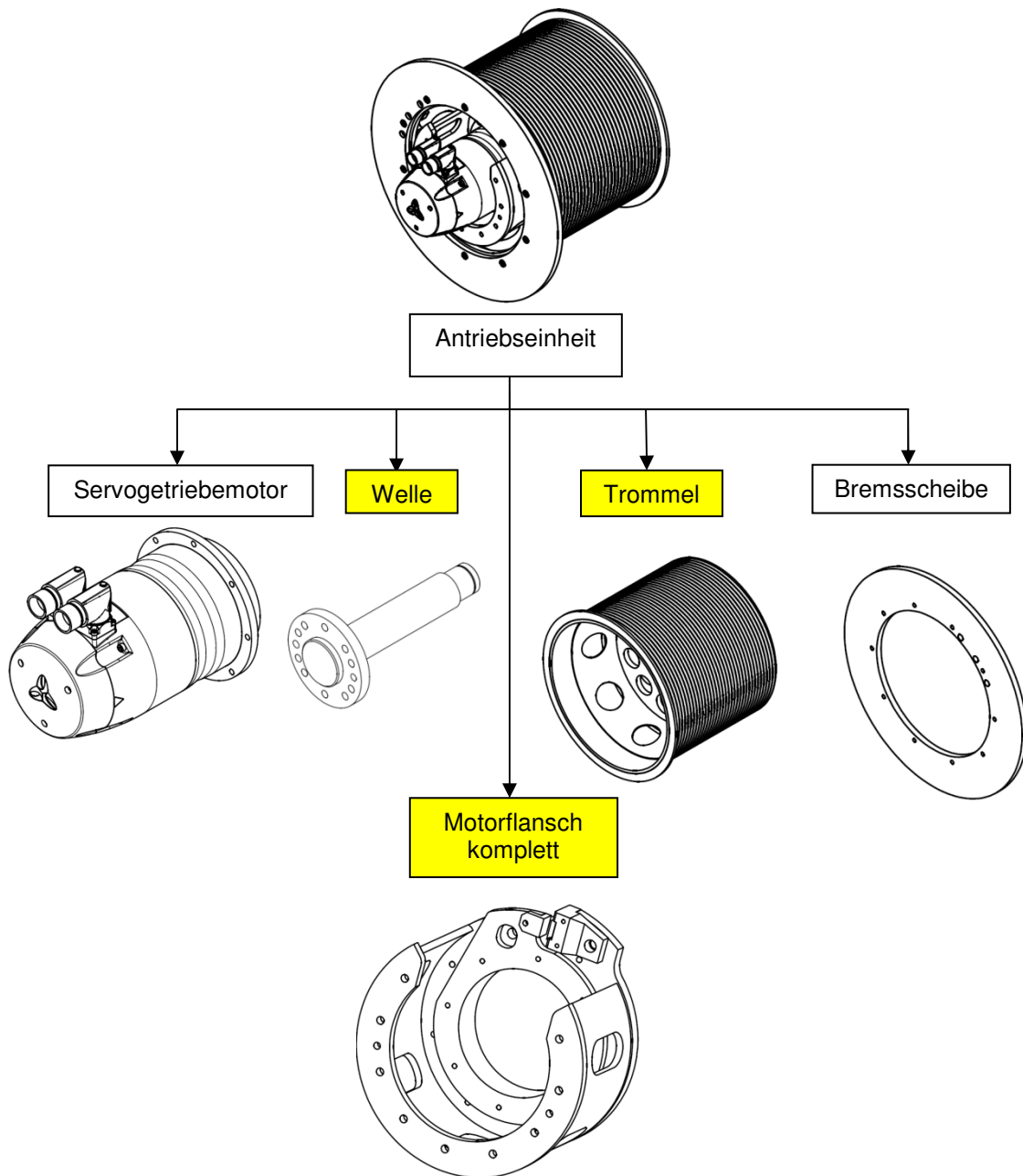


Abbildung 4.2 Bauteile der Antriebseinheit komplett

In der Untersuchung mit FEM werden in jeweils separaten FE- Modellen die in Abbildung 4.2 gelb markierten Bauteile Trommel sowie Motorflansch komplett (Werkstoff jeweils S235 mit Streckgrenze 235 N/mm^2) untersucht.

Das Bauteil Welle (Werkstoff S235 mit Streckgrenze 235 N/mm^2) wird einer separaten analytischen Betrachtung unterzogen.

4.1.1 Die Trommel

Bereits im Vorfeld der Konstruktion wurden folgende Festlegungen getroffen:

„DIN 56950: 2005-04 sieht vor, dass Rundseile nur in einer Lage gewickelt werden dürfen. In jedem Betriebszustand müssen mindestens zwei Windungen im Reibschluss auf der Seiltrommel bleiben, um ein Durchrutschen des Seiles zu vermeiden. Der Durchmesser der Seiltrommel muss mindestens das 18 fache des Seildurchmessers betragen.

Ansprüche an die Seilrillen der Seiltrommel:

Nach DIN 15061 ist die Rillung der Trommel mit $r_{\text{Rill}} \approx 0,53 d_{\text{Seil}}$ sowie einer Tiefe der Seilrille von $h_{\text{Rill}} \geq 0,38 d_{\text{Seil}}$ und einer Steigung des Seils $p = 1,2 d_{\text{Seil}}$ auszuführen.

Das Rundseil hat einen Durchmesser $d_{\text{Seil}} = 10 \text{ mm}$, woraus sich eine Steigung von 12 mm ergibt. Der Durchmesser der Trommel beträgt 300 mm, damit entspricht eine Windung der Seiltrommel circa 1m Seillänge. Daraus ergibt sich bei 35 Windungen eine Länge der Seiltrommel von mindestens 420 mm. Zieht man von diesem Wert noch die zwei Sicherheitswindungen ab, so ergibt sich eine Hublänge von ca. 40 m, sowie eine seitliche Wanderung von 0,4m.

Sollte die angehangene Last geführt sein, d.h. nicht während des Hebens oder Senkens seitlich ausweichen dürfen, dann kommt es zum Schrägzug unter dem Winkel α .

Der Schrägzug führt zum Auflaufen des Seiles an den seitlichen Wänden der Seilrille, schlimmstenfalls zum Übersprung. Das ist vollkommen unzulässig. Bedingt durch die Normvorschriften für Radius und Tiefe der Seilrille ergibt sich ein fester Wert von $\alpha = 4^\circ$ für den höchstzulässigen Schrägzug.“ [11] S. 18- 22

4.1.1.1 Der Aufbau der Trommel

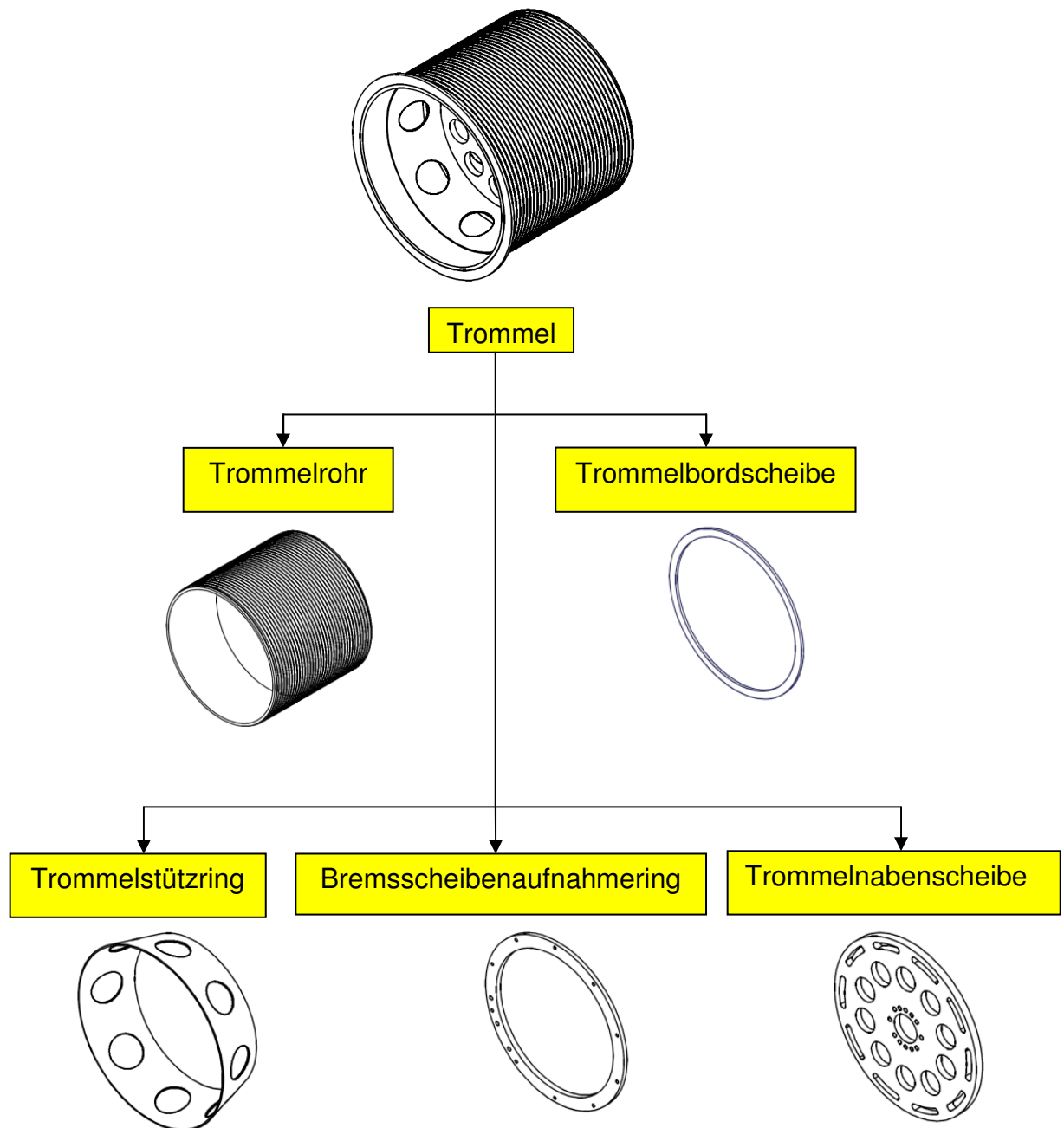


Abbildung 4.3 Bauteile der Baugruppe Trommel

Innerhalb der Antriebseinheit ist die Trommel direkt an den Flansch des Motors angeschraubt. Die Trommel wird durch den Servogetriebemotor beschleunigt. Die Last wird über die am Tragmittel angehangene Last in die Trommel eingeleitet. Für die Untersuchungen werden 3 Stellungen der Masse an der

Trommel angenommen. Sie resultieren aus den verschiedenen Positionen an denen das Seil beim Auf-/Abwickeln auf der Seiltrommel stehen kann.

4.1.1.2 Berechnung der Seilkraft

Als kritischster Fall gilt die Aufwärtsbewegung des belasteten Tragseils, wobei der Motor die Trommel dreht und das belastete Tragseil aufwärts beschleunigt. Die dabei angehangene Masse von 100 kg resultiert aus der Betriebsart S3 (periodischer Aussetzbetrieb).

Bei der Aufwärtsbewegung der Trommel, muss der daran angeschlossene Motor zuerst die vertikale Gewichtskraft F_g überwinden und anschließend die angehangene Masse maximal beschleunigen.

Vertikale Kraft infolge Eigengewicht im ruhenden Gleichgewichtszustand:

$$\begin{aligned}F_g &= m \cdot g \\F_g &= 100kg \cdot 10 m/s^2 \\F_g &= 1000 N\end{aligned}$$

Vertikale Kraft infolge Motorbeschleunigung:

$$\begin{aligned}F_{Mot} &= m \cdot a \\F_{Mot} &= 100kg \cdot 8 m/s^2 \\F_{Mot} &= 800 N\end{aligned}$$

Daraus ergibt sich die höchste vertikale Belastung von $F_Y = 1800N$. Vereinfacht wird für die weitere Berechnung von einer Kraft $F_Y \approx 2000N$ ausgegangen.

4.1.1.3 Kräfte und Momente an der Trommel

Die maximale Kraft am Tragmittel beträgt $F_Y=2000\text{ N}$, wobei diese in 3 möglichen Laststellungen aufgebracht werden soll (Abb.4.4). Die Lagerung erfolgt an den Verschraubungs-/ Lagerpunkten der mit modellierten Welle. Dies bewirkt eine realistischere, weichere Lagerung gegenüber einer steifen Lagerung unmittelbar an der Trommelnabenscheibe. Eine genaue Untersuchung des Einflusses der Randbedingungseinbringung auf die Trommel erfolgt im Abschnitt 8.

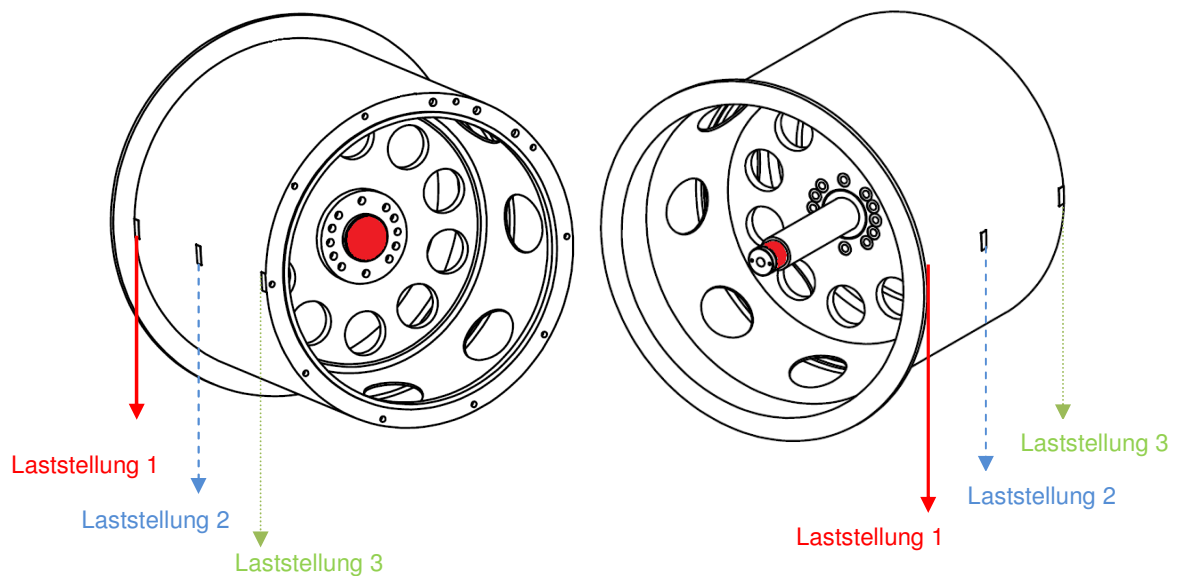


Abbildung 4.4 Krafteinleitung an den Laststellungen der Trommel

- : Laststellung 1
- - - → : Laststellung 2
- - - → : Laststellung 3
- : feste Lagerung

Anmerkung: Für die Betrachtung des Rahmens und weiterer Baugruppen wird die Laststellung 2 gewählt, da die Anzahl der Modelle, die bei der Untersuchung aller Laststellungen nötig wären, den Umfang der Arbeit übersteigen.

Ermittlung der Kraftkomponenten am Tragmittel

Wie in Abschnitt 4.1.1 bereits erläutert, ist beim Einsatz von Trommeln ein maximaler Schrägzug von $\alpha = 4^\circ$ zulässig. Damit ergibt sich beim Einsatz der Hubwinde sowohl eine horizontale Komponente (F_x), als auch eine vertikale Komponente (F_z) der Seilkraft. Diese werden im Folgenden berechnet.

Bekannt ist dabei zunächst nur, dass der Winkel des Schrägzuges $\alpha = 4^\circ$ ist und dass eine vertikale Last $F_Y = 2000\text{ N}$ aufgebracht wird.

$$\tan \alpha = \frac{F_x}{F_z} \quad F_x = F_z \cdot \tan \alpha = 1995\text{ N} \cdot \tan 4^\circ = 139,5\text{ N}$$

$$\cos \alpha = \frac{F_z}{F_Y} \quad F_z = F_Y \cdot \cos \alpha = 2000\text{ N} \cdot \cos 4^\circ = 1995\text{ N}$$

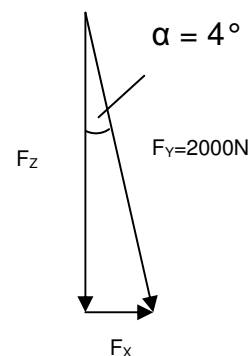


Abbildung 4.5 Kräfte an der Trommel

Daraus ergibt sich die vertikale Komponente $F_z = 1995\text{ N}$ sowie der horizontale Anteil von $F_x = 140\text{ N}$.

Da der horizontale Anteil der Kraft mit 140 N sehr klein ist, wird er in den weiteren Betrachtungen vernachlässigt.

4.1.1.4 Kritische Stellen der Trommel

Das Trommelrohr wird keine kritischen Stellen aufweisen, da es bereits im Vorfeld nach Ernst berechnet und ausgelegt wurde [6] [11] S.18 und 19. Die Trommelabendscheibe wird besonders in den Laststellungen 1 und 3 auf Biegung belastet, so dass mit höheren Spannungen an den Verbindungspunkten zur Welle zu rechnen ist. In Laststellung 2 wirkt die Belastung in der Ebene der Trommelabendscheibe, somit wirkt kein weiteres Moment.

4.1.2 Der Motorflansch komplett

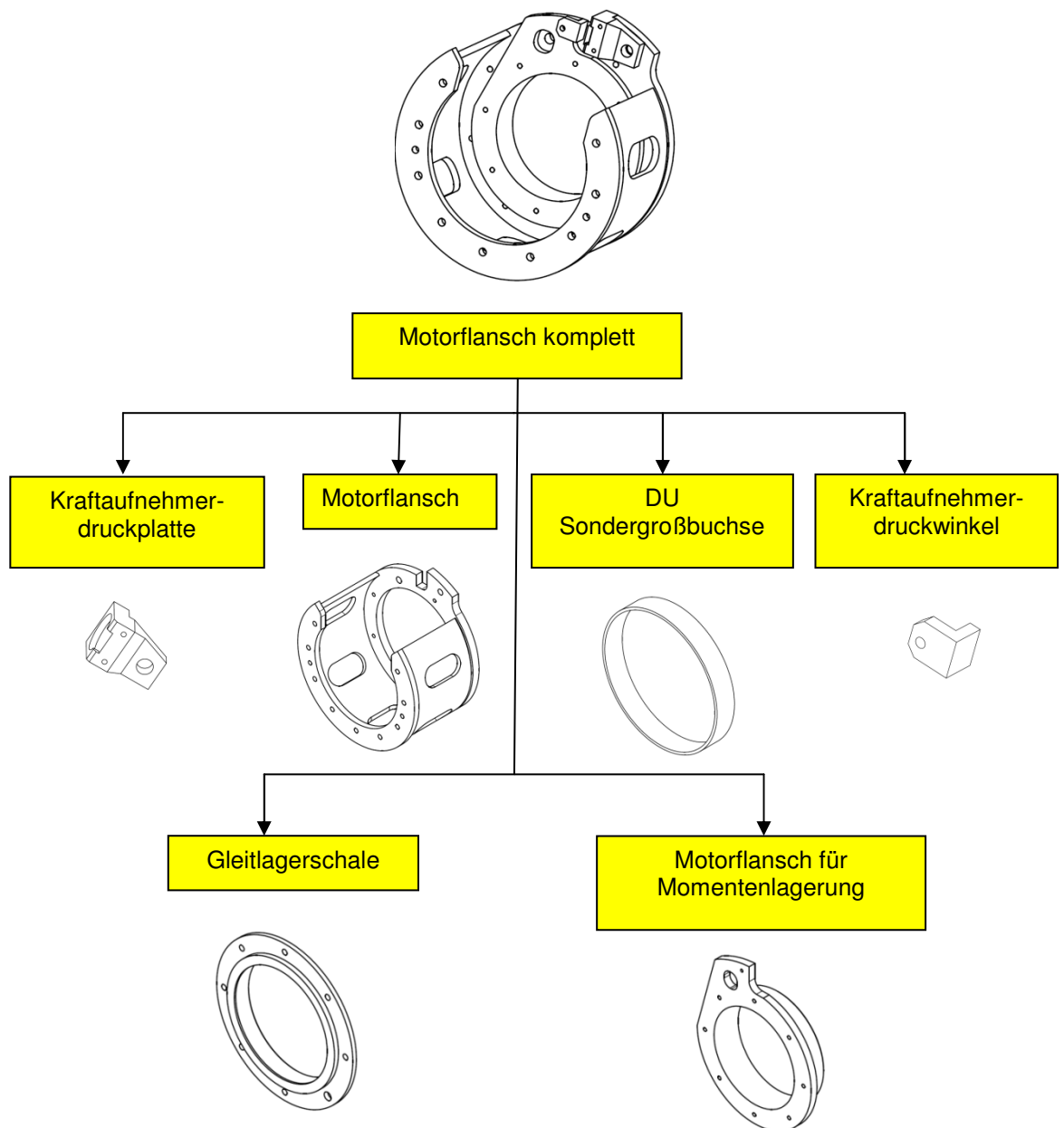


Abbildung 4.6 Bauteile der Baugruppe Motorflansch

Der Motorflansch komplett setzt sich aus den zu untersuchenden Bauteilen aus Abbildung 4.6 zusammen. Da die Baugruppe in der FEM Untersuchung als eine Einheit angesehen wird, wird hier noch einmal gesondert auf sie eingegangen. Die Betrachtung als Einzelbauteile wäre sehr aufwändig und würde viele Annahmen bezüglich Lagerung und Krafteinleitung mit sich bringen.

4.1.2.1 Das Ausgangssystem der Hubwinde

Die Trommel und die Welle werden am Flansch des Servogetriebemotors mit 10 Schrauben befestigt (s. Abb. 3.1, Abb. 4.2), wobei der innere Aufbau des Motors nicht bekannt ist. Bedingt durch den Aufbau der Hubwinde erfolgt die Lagerung des Motorflansches am Rahmen, der Motor wiederum ist am Motorflansch für Momentenlagerung gelagert. Dabei führt der Kraftfluss nur über die Verschraubung von Motor und Motorflansch für Momentenlagerung und dann weiter in die Baugruppe Motorflansch. Zwischen den Bauteilen besteht keine weitere Verbindung.

Auf der Gegenseite ist die Welle in der Lagerschale gelagert, wobei diese am Rahmen verschraubt ist.

Aus diesen Positionen der verschiedenen Lager ergibt sich ein statisch unbestimmtes System.

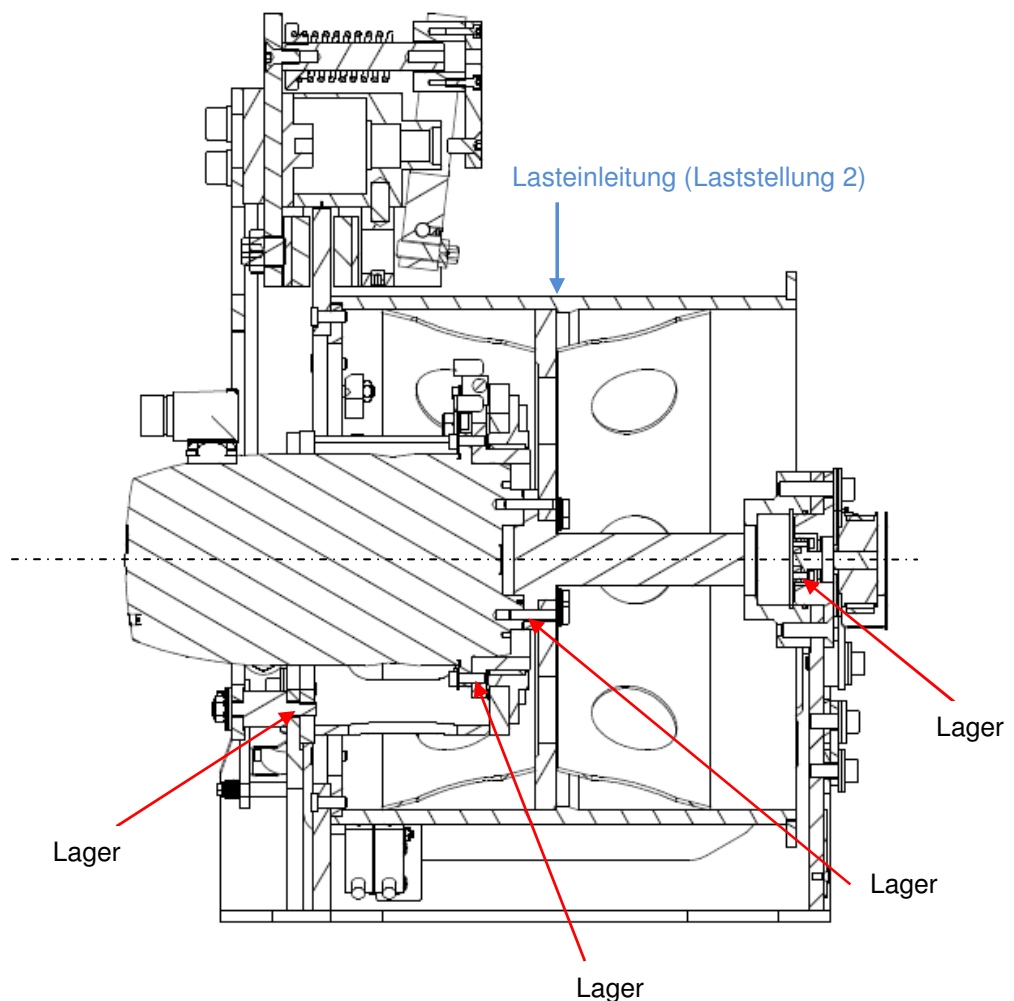


Abbildung 4.7 Schnittdarstellung mit Kräften und Lagern der Winde komplett

4.1.2.2 Das idealisierte System der Hubwinde

Um die Berechnung der Welle, des Motorflansches komplett und des Grundgestells durchführen zu können, muss zuerst die Lagerung der Welle betrachtet werden. Die Lagerreaktionen bilden die Basis für die Kräfte an den daran anschließend zu untersuchenden Bauteilen.

Wie in Abbildung 4.7 bereits zu sehen war, erfolgt die Lagerung der Welle auf der rechten Seite als Festlagerung, wobei die Welle in einem Pendelrollenlager und mit einem Sicherungsring gegen axiales Verschieben gesichert ist. Da aber die Lagerstelle der Welle 70 mm vom Rahmen entfernt ist und das bei einer Betrachtung der Kräfte am Rahmen ein Moment zur Folge hätte, wird dieser Lagerpunkt in den Rahmen verschoben.

Auf der linken Seite sind Welle und Trommel mit dem Motor verschraubt, dieser ist am Motorflansch für Momentenlagerung befestigt. Die Lagerung des Motorflansches für Momentenlagerung erfolgt über die DU Sondergroßbuchse, die in der Gleitlagerschale drehbar gelagert ist. Die Gleitlagerschale ist wiederum mit dem Motorflansch verschraubt und wird mit dem Rahmen verbunden.

Da der Motor nicht Bestandteil des Modells ist, werden die Lagerkräfte der Welle am linken Teil direkt in den Motorflansch für Momentenlagerung eingeleitet. Hierbei wird analog zur rechten Seite die Welle bis in den Rahmen verlängert, wobei die Lagerung direkt in der Systemmittellinie des Rahmens erfolgt (Abb. 4.8-4.9).

Bei der Untersuchung der Wellendurchbiegung wird angenommen, dass der Durchmesser der Welle links dem Durchmesser des Flansches am Motor und auf der rechten Seite dem Durchmesser des letzten Wellenabsatzes entspricht.

Die Untersuchungen erfolgen in Laststellung 2.

Lediglich für die Untersuchung der Trommel werden alle 3 Positionen verwendet.

Abbildung 4.8 zeigt das idealisierte Kräftesystem der verlängerten Welle, an der im Anschluss die Lagerkräfte bestimmt werden.

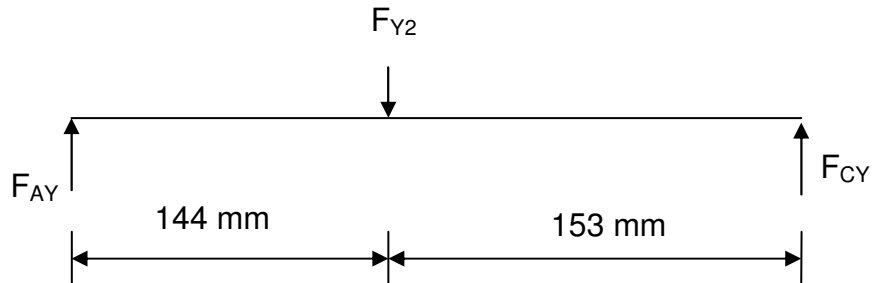


Abbildung 4.8 idealisierte System der Welle

$$\uparrow: -F_{Y2} + F_{CY} + F_{AY} = 0$$

$$F_{CY} = F_{Y2} - F_{AY}$$

$$\mathbf{F_{CY} = 967N}$$

$$M: -F_{AY} \cdot 297\text{mm} + F_{Y2} \cdot 153\text{mm} = 0$$

$$F_{AY} = F_{Y2} \cdot \frac{153\text{mm}}{297\text{mm}}$$

$$\mathbf{F_{AY} = 1027N}$$

Daraus ergeben sich die Lagerkräfte an der idealisierten Welle, die im Weiteren auch als einzuleitende Kräfte für die Untersuchung des Rahmens benötigt werden. Vereinfacht werden die Kräfte F_{AY} und F_{CY} mit jeweils $\approx 1000\text{ N}$ angenommen.

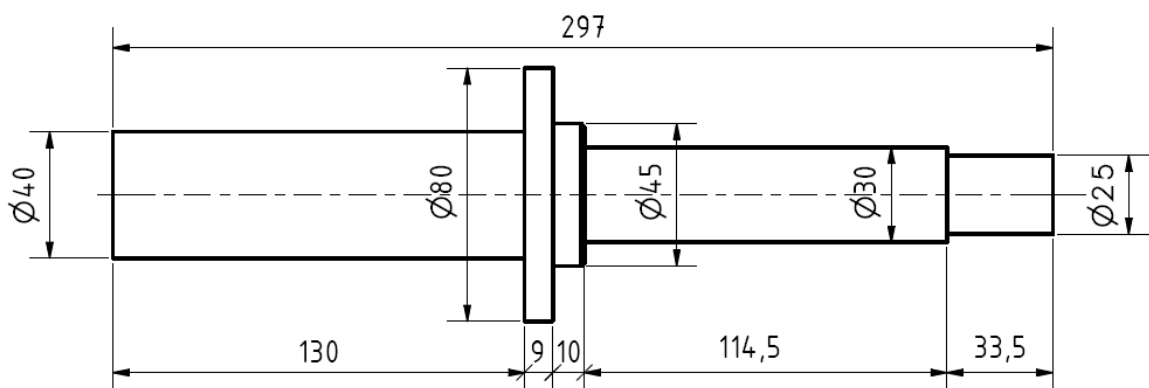


Abbildung 4.9 Modell der idealisierten Welle

4.1.2.3 Kräfte und Momente am Motorflansch komplett

Der Motor ist am Motorflansch für Momentenlagerung befestigt. Der Motorflansch für Momentenlagerung ist mit der DU Sondergroßbuchse in der Gleitlagerschale drehbar gelagert. Die Gleitlagerschale ist mit dem Motorflansch verbunden. Der Motorflansch ist mit dem Rahmen verschraubt.

Der Motor beschleunigt die an der Trommel angehangene Masse, dabei wird der Motorflansch für Momentenlagerung verdreht und drückt den Kraftaufnehmerdruckwinkel auf den Kraftaufnehmer der an der Kraftaufnehmerdruckplatte befestigt ist. Damit wird die Kraft des Motors während des Betriebs ermittelt um sicher zu stellen, dass keine Überlastung auftritt.

Das Schnittmodell (Abbildung 3.1) zeigt den Aufbau des Motorflansch komplett noch einmal.

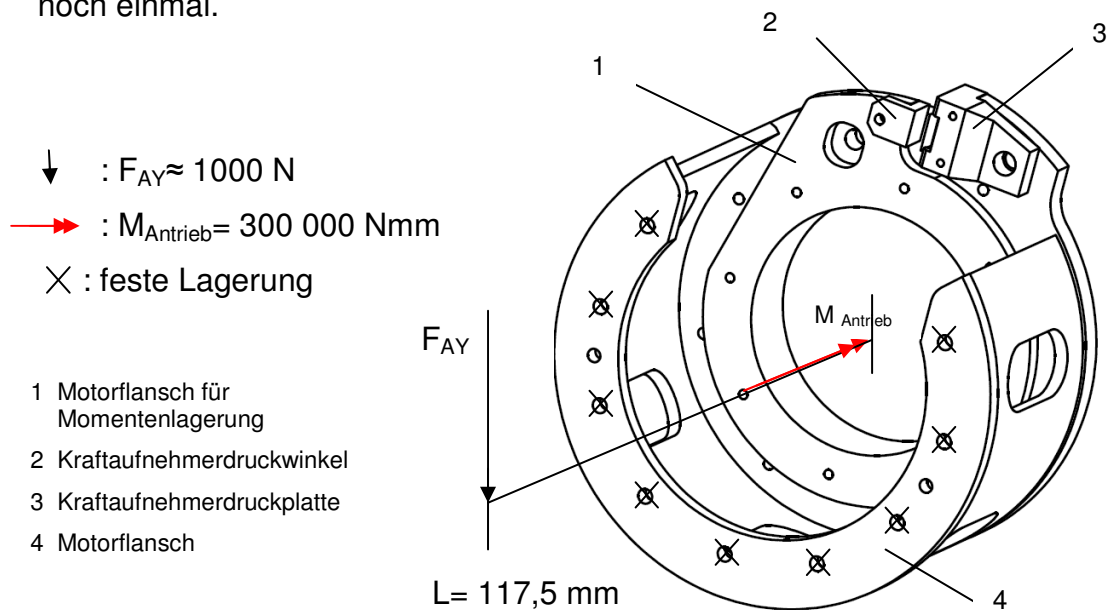


Abbildung 4.10 Modell der Krafteinleitung Motorflansch komplett

Abbildung 4.10 zeigt die am Motorflansch wirkenden Kräfte und Momente, wobei eine genauere Ermittlung der Krafteinleitung im folgenden Kapitel vorgenommen wird. Der Abstand L der Kraft F_{AY} zum Motorflansch für Momentenlagerung resultiert aus der Entfernung des Motorflansches für Momentenlagerung zum Rahmen. Das Antriebsmoment M_{Antrieb} wird über den

Servoantriebmotor in den Motorflansch für Momentenlagerung (1) eingeleitet.
Die Lagerung erfolgt an den Verschraubungslöchern des Motorflansches
(4), hier erfolgt in der realen Konstruktion der Anschluss zum Grundgestell.

Herleitung der Kraftkomponenten für die Ansys Berechnung

Die Kraft F_{AY} am linken Wellenende liefert eine Querkraft und ein Moment M_X auf den Motorflansch für Momentenlagerung, die im Folgenden berechnet werden. Weiterhin wird der Ort und die Einleitungsart bestimmt.

Einleitung des Momentes über Schraubenkräfte

$$M_X = F_{AY} * L = 1000N * 117,5 mm = 117500 Nmm$$

Das einzuleitende Moment am Motorflansch für Momentenlagerung beträgt 117500 Nmm.

Im nächsten Schritt werden nun die für die Einleitung des Momentes benötigten Ersatzkräfte an den 6 Schraubenlöchern ermittelt.

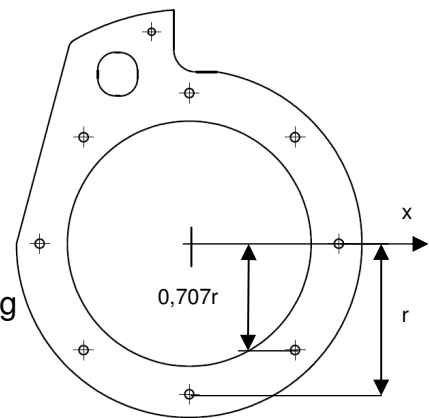


Abbildung 4.11 Schema zur Ermittlung der Radien am Motorflansch komplett

$$M_X = 2F_{Smax} * r + 4 * 0,707 * F_{Smax} * 0,707 * r$$

$$M_X = F_{Smax} * 4 * r$$

$$F_{Smax} = \frac{M_X}{4r} = \frac{117500N/mm}{4*67,5mm} = 436,1N$$

$$0,707F_{Smax} = 308,3N$$

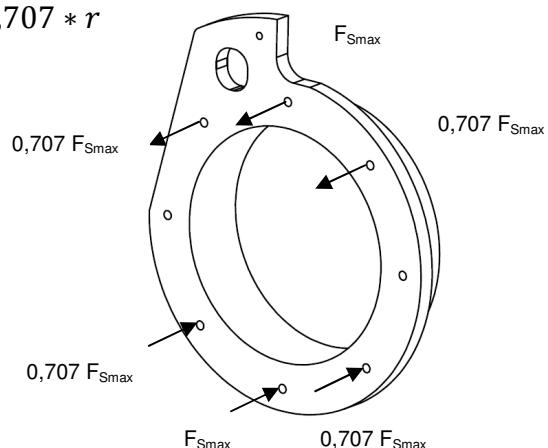


Abbildung 4.12 Schema zur Einleitung des Momentes über Ersatzkräfte am Motorflansch komplett

Einleitung der Querkraft über Schraubenlöcher

Die Kraft F_{AY} muss ebenfalls in den Motorflansch für Momentenlagerung eingeleitet werden. Dazu wird die Querkraft auf die 8 Verschraubungslöcher verteilt.

$$F_{SY} = \frac{F_{AY}}{8 \text{ Schrauben}} = \frac{1000N}{8} = 125N$$

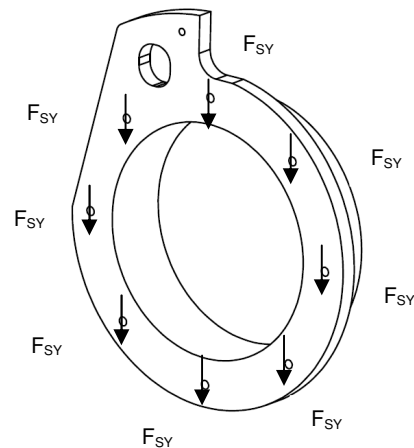


Abbildung 4.13 Schema zur Einleitung der Querkraft am Motorflansch komplett

Die Querkraft F_{SY} wird in negativer y-Richtung gleichmäßig über alle 8 Schraubenlöcher eingeleitet.

Einleitung des Antriebsmomentes M_{Antrieb}

Das Antriebsmoment M_{Antrieb} wird, wie in Abb. 4.14 zu sehen ist auf der markierten Fläche des Motorflansch für Momentenlagerung eingeleitet.

$$M_{\text{Antrieb}} = 300\,000 \text{ Nmm}$$

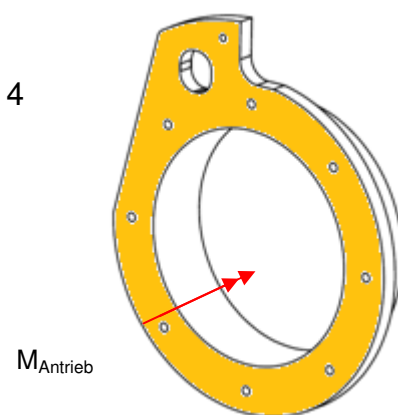


Abbildung 4.14 Schema zur Einleitung des Antriebsmomentes am Motorflansch komplett

4.1.2.4 Kritische Stellen des Motorflansch komplett

Da der Motorflansch an den Lagerstellen kein geschlossener Kreisringquerschnitt ist, kann es bedingt durch das Antriebsmoment zu Spannungen in den Ecken kommen. Der Motorflansch für Momentenlagerung ist drehbar gelagert, jedoch wird über ihn Torsion sowie ein Biegemoment in die Baugruppe eingeleitet, welches im Weiteren auf die DU Sondergroßbuchse und auf die Gleitlagerschale wirkt. Daher müssen all diese Bauteile hinsichtlich ihrer durch Biegung oder Torsion hervorgerufenen Spannungen untersucht werden. Die oberen Radien vom Motorflansch und vom Motorflansch für Momentenlagerung sollten an der Stelle der Kraftübertragung kontrolliert werden. Gleiches gilt auch für den Kraftaufnehmerdruckwinkel und die Kraftaufnehmerdruckplatte.

4.2 Grundgestell komplett

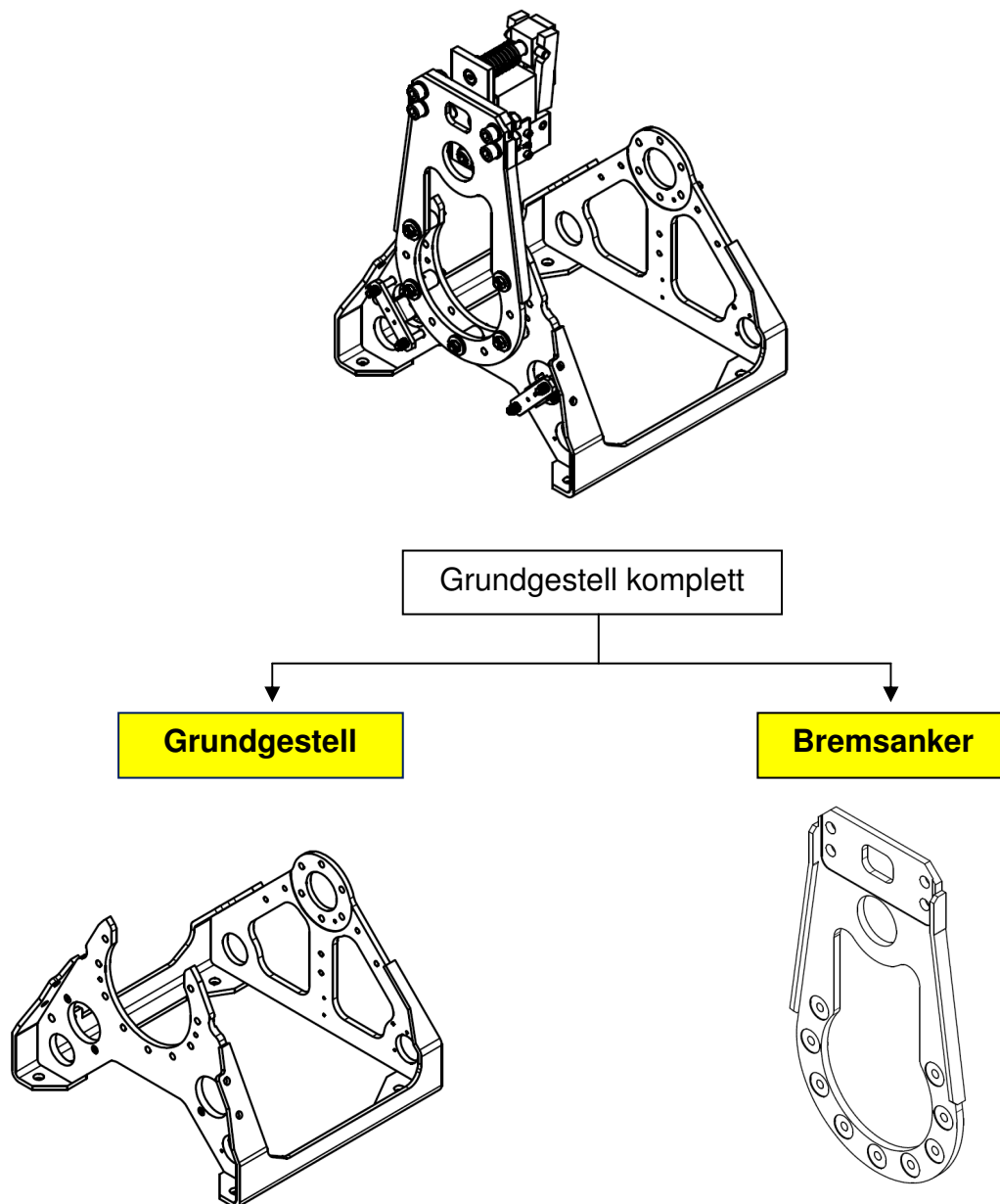


Abbildung 4.15 Baugruppen des Gundgestell komplett

Das Grundgestell komplett setzt sich aus dem Grundgestell sowie dem Bremsanker (Werkstoff jeweils S235 mit Streckgrenze 235 N/mm^2) zur Aufnahme des Bremssattels zusammen. (siehe Abb. 4.15)

4.2.1 Das Grundgestell

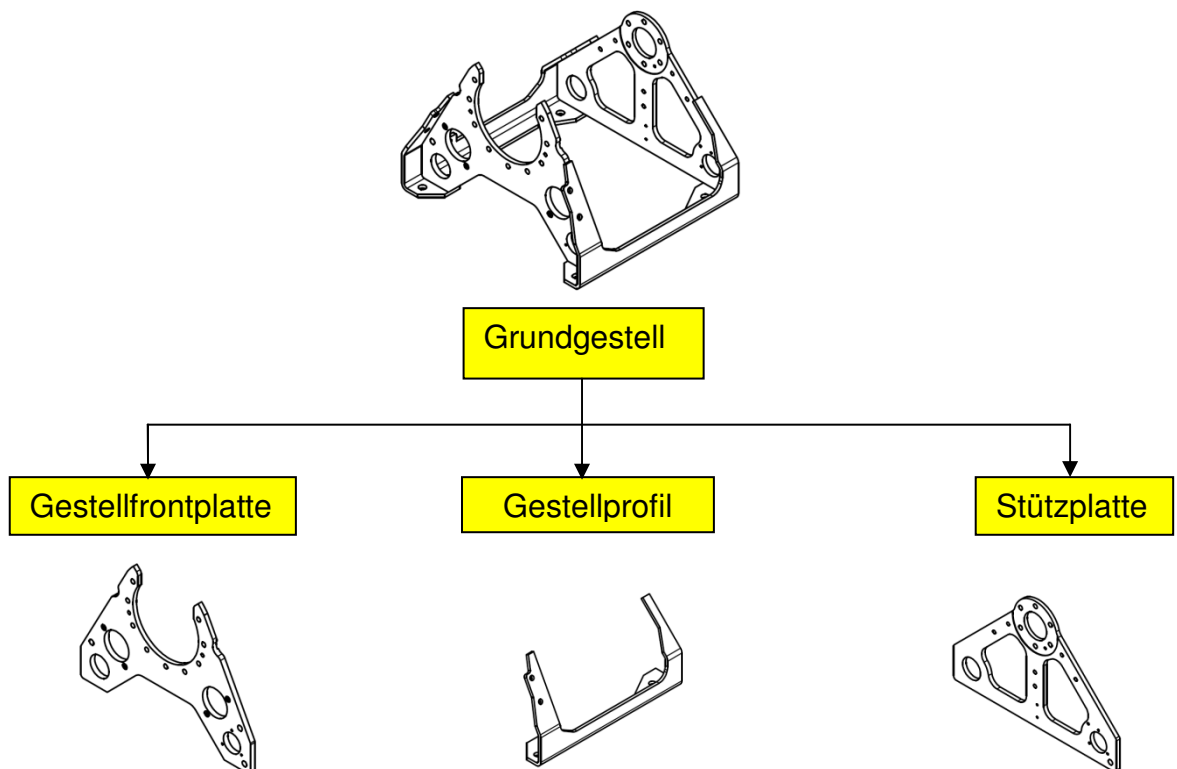


Abbildung 4.16 Bauteile des Grundgestells

Am Grundgestell sind alle Bauteile der Hubwinde befestigt, daher setzt sich der Kraftfluss am Grundgestell aus den Einzelkräften der Bauteile der Hubwinde zusammen. Da es auf Grund der zahlreichen Möglichkeiten des Seilabganges (Bereich von 0° bis 270°) viele Lastrichtungen gibt, muss eine Auswahl getroffen werden, welche die möglichen Belastungen gut abbildet.

Zu betrachtende Fälle sind dabei die Seilabgänge in den 3 gewählten Lastrichtungen 0 Grad, 90 Grad und 180 Grad. Wie in Abschnitt bereits beschrieben, erfolgt diese Untersuchung in der Laststellung 2 der Trommel.

4.2.1.1 Kräfte und Momente am Grundgestell

Die Lagerkräfte F_{AY} und F_{CY} sind die gerundeten Werte der Lagerreaktionen aus dem Kapitel 4.1.2.2, in dem bereits die Lagerkräfte an den Wellenenden und damit am Rahmen berechnet wurden. Die Einleitung des Antriebsmomentes M_{Antrieb} erfolgt über die Baugruppe Motorflansch.

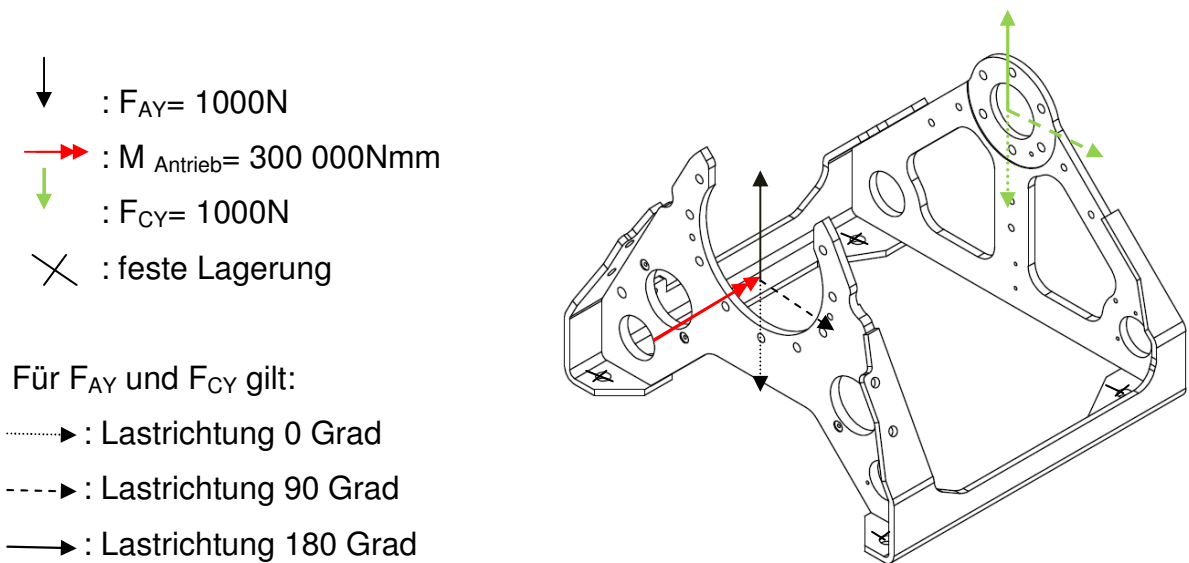


Abbildung 4.17 Krafteinleitung am Grundgestell

4.2.1.2 Kritische Stellen des Grundgestells

An den oberen Ecken der Gestellprofile besteht nur eine geringe Auflagefläche zwischen Stützplatte/Gestellfrontplatte und den Gestellprofilen. Große Spannungen können ebenfalls in den Radien der Gestellprofile auftreten.

Die vertikalen Kräfte F_{AY} und F_{CY} , die auf Stützplatte und Gestellfrontplatte wirken, können große Verformungen verursachen, in dessen Folge die Platten versagen können. Dies ist mit Hilfe von Ansys zu kontrollieren. Der Einfluss des Antriebsmomentes auf die Gestellfrontplatte ist zu untersuchen.

4.2.2 Der Bremsanker

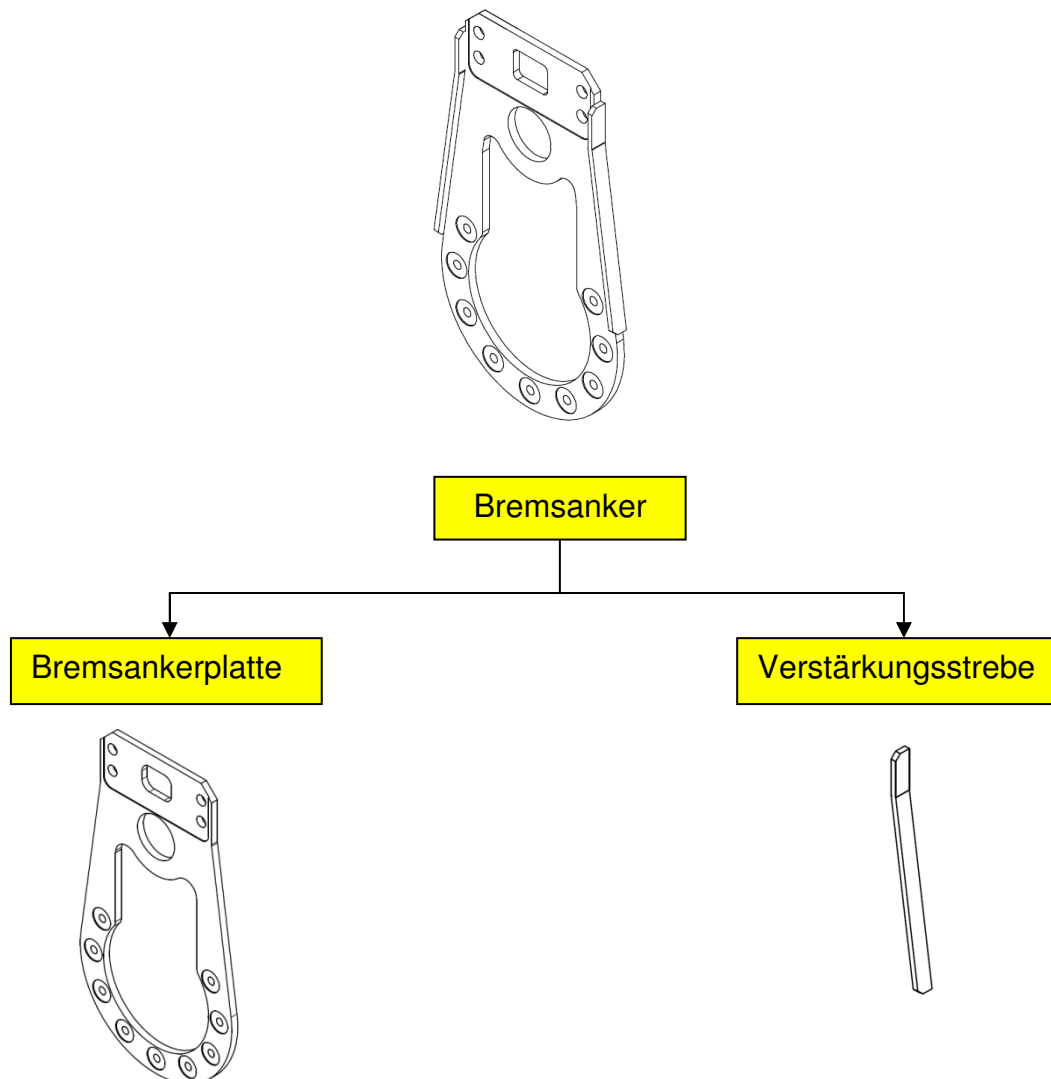


Abbildung 4.18 Bauteile des Bremsankers

Der Bremsanker besteht aus 3 Teilen, der Bremsankerplatte und den 2 Verstärkungsstreben, welche die Konstruktion versteifen.

4.2.2.1 Kräfte und Momente am Bremsanker

Der schlimmste anzunehmende Fall beim Bremsen wäre, dass der Motor das Tragmittel mit angehangener Masse beschleunigt und dann ausfällt. In diesem Fall müsste die Scheibenbremse die Trommel zum Stillstand bringen. Somit muss also im schlimmsten Fall die Kraft $F_Y = 2000\text{N}$ allein von der Scheibenbremse aufgenommen werden.

Im Falle einer Notbremsung drückt der Bremssattel die Bremsbacken an die Bremsscheibe. Daraus ergibt sich die Belastung des Bemsankers.

Die Kräfte und Momente, die beim Bremsen am Bremsanker entstehen, werden im Folgenden berechnet. Beim Bremsen wirkt an der Bremsscheibe die Tangentialkraft F_{Brems} , welche über den Hebelarm a des Bremssattels ein Verdrehmoment M_{Brems} am Bremsanker erzeugt, weiterhin muss auch die Tangentialkraft übertragen werden. Als Angriffspunkte dieser Kräfte werden die 4 Verschraubungslöcher angenommen. Die Lagerung erfolgt mit den 5 Bolzen am Rahmen. Dieser ist dann an seinen Befestigungspunkten fixiert gelagert.

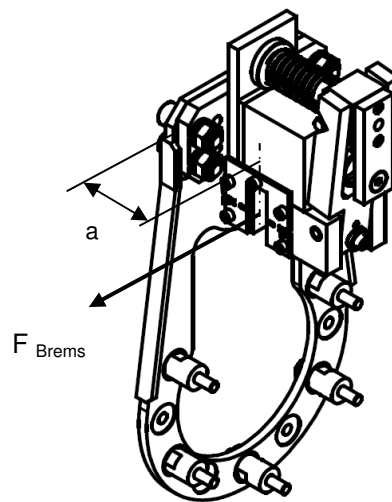


Abbildung 4.19 Schema zur Einleitung der Tangentialkraft am Bremsanker

Ermittlung der Tangentialkraft an der Bremsscheibe

Die Kraft F_Y die an der Trommel wirkt, erzeugt ein Drehmoment M_{Last} im Mittelpunkt der Trommel.

$$M_{\text{Last}} = F_Y \cdot \frac{d_{\text{Trommel}}}{2} = 2000 \text{ N} \cdot 151 \text{ mm} = 303 \text{ Nm}$$

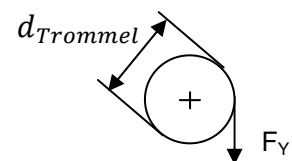


Abbildung 4.20 Ermittlung des Drehmomentes M_{Last}

Die Tangentialkraft an der Bremsscheibe F_{Brems} ergibt sich damit aus dem Moment M_{Last} und dem Durchmesser der Bremsscheibe d_{Brems} .

$$F_{\text{Brems}} = \frac{M_{\text{Last}}}{\frac{d_{\text{Brems}}}{2}} = \frac{303 \text{ Nm}}{220 \text{ mm}} = 1377 \text{ N} \approx 1400 \text{ N}$$

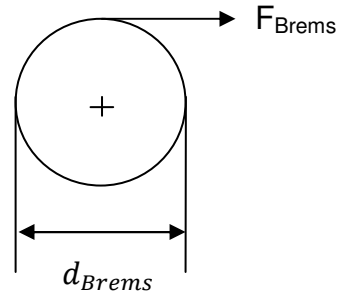


Abbildung 4.21 Ermittlung der Tangentialkraft F_{Brems}

Annahme: Verteilung dieser Kraft F_{Brems} gleichmäßig auf die 4 Verschraubungslöcher des Bremsankers

$$\frac{1400 \text{ N}}{4 \text{ Schrauben}} = F_S = 350 \text{ N}$$

Weiterhin wird das Moment M_{Brems} aus der Tangentialkraft an der Bremsscheibe und dem Abstand Bremsanker zur Bremsscheibe ermittelt (Abb.4.22).

Moment M_{Brems} am Bremsanker:

$$M_{\text{Brems}} = F_{\text{Brems}} \cdot a$$

$$M_{\text{Brems}} = 1400 \text{ N} \cdot 47,5 \text{ mm}$$

$$M_{\text{Brems}} = 66,5 \text{ Nm}$$

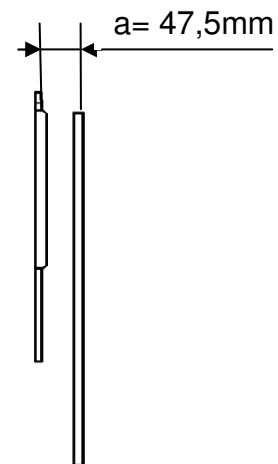


Abbildung 4.22 Ermittlung des Momentes M_{Brems} am Bremsanker

Um das Moment M_{Brems} einleiten zu können, wird die Ersatzkraft $F_{\text{SchraubeT}}$ berechnet und an den Verschraubungslöchern eingeleitet.

Ersatzkräfte an den Schrauben infolge M_{Brems} :

$$F_{\text{SchraubeT}} = \frac{M_{\text{Brems}}}{4 \cdot l}$$

$$F_{\text{SchraubeT}} = \frac{66,5 \text{ Nm}}{4 \cdot 60 \text{ mm}} = 277,1 \text{ N} \approx 280 \text{ N}$$

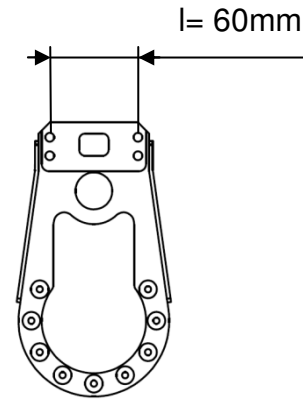


Abbildung 4.23 Ermittlung der Ersatzkräfte $F_{\text{SchraubeT}}$

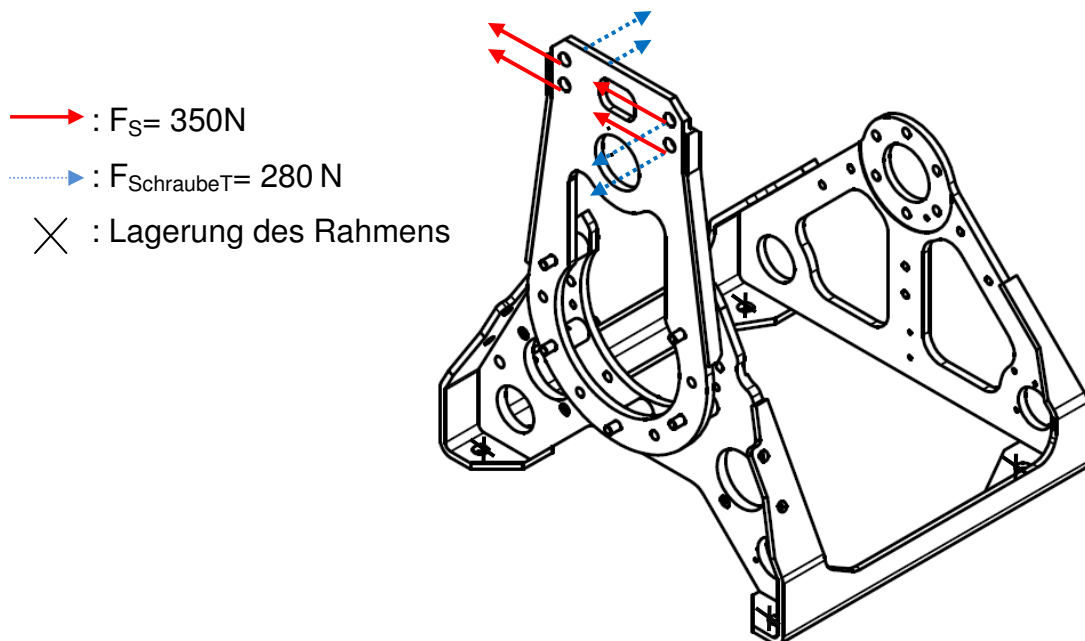


Abbildung 4.24 Krafteinleitung am Bremsanker

Abbildung 4.24 zeigt die Einleitung der Kräfte F_S sowie der Ersatzkräfte $F_{\text{SchraubeT}}$ am Bremsanker. Auch die fixierte Lagerung der Fußpunkte des Rahmens ist dargestellt.

4.2.2.2 Kritische Stellen des Bremsankers

Als kritische Stellen werden die Radien oberhalb der großen Öffnung im Bremsanker gesehen, da sie relativ klein sind und die Spannungen relativ groß werden können. Weiterhin wird das FEM Programm die Verbindungsstellen der Versteifungsbleche und der Bremsankerplatte als hochbelastete Stellen anzeigen, da die Radien der Schweißnähte nicht modelliert werden.

5 Kopplung der Bauteile

Die Bauteile sind über Schraubverbindungen miteinander verbunden. Nicht der Nachweis der einzelnen Schraubverbindung ist Untersuchungsgegenstand, sondern die näherungsweise gute Abbildung des prinzipiellen Tragverhaltens muss gewährleistet werden. Mittels der Kontaktformulierung von Ansys Workbench (Tab.5.1) ist es möglich, verschiedene Kontakt-Typen auszuwählen und damit verschiedene Kontaktbedingungen zwischen den einzelnen Bauteilen herzustellen. Beim Kontakt-Typ Rau gibt das Programm einen Reibfaktor unendlich vor, reibungsbehaftet bedeutet, dass der Reibfaktor frei gewählt werden kann.

Kontakt-Typ	Eigenschaften	Übertragung von Kräften in Normalen-Richtung	Übertragung von Schubkräften
Verbund	fest, verklebt, verschweißt	Zug und Druck	Ja
keine Trennung	reibungsfrei gleitend, nicht abhebend	Zug und Druck	Nein
Reibungsfrei	abhebender Kontakt, reibungsfrei	Druck	Nein
Rau	abhebender Kontakt, Reibfaktor unendlich	Druck	Ja
Reibungsbehaftet	abhebender Kontakt, Reibfaktor wählbar	Druck	Ja

Tabelle 5.1 „Eigenschaften der Kontakt-Typen“ [8] S.174

6 FEM Analyse

6.1 Der Bremsanker

6.1.1 Randbedingungen am Bremsanker

Der reale Bremsanker wird über 5 Bolzen mit dem Rahmen verbunden. Bremsanker, Bolzen und Rahmen werden mit dem Kontakt-Typ Verbund verbunden. Dabei ist die Netzgröße an den Bolzen und am Rahmen unerheblich, da es bei diesem FE- Modell nur um die Untersuchung des Bremsankers geht. Die Einleitung der Kraft erfolgt an den Auflageflächen der Schrauben, mit denen die Bremszange am Bremsanker befestigt ist. Dabei werden die Kräfte als Komponenten am Bremsanker aufgebracht.

6.1.2 Vernetzung und Ergebnisfindung

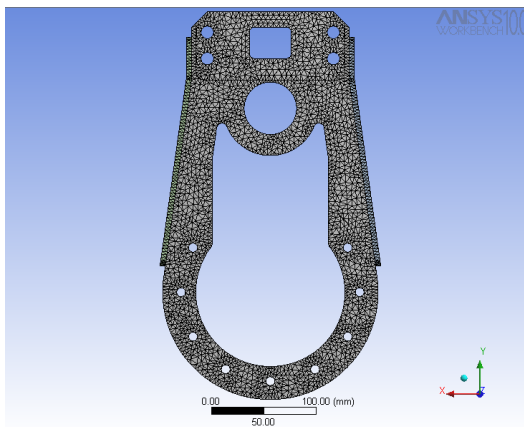


Abbildung 6.1 Bremsanker Elementgröße 2 mm

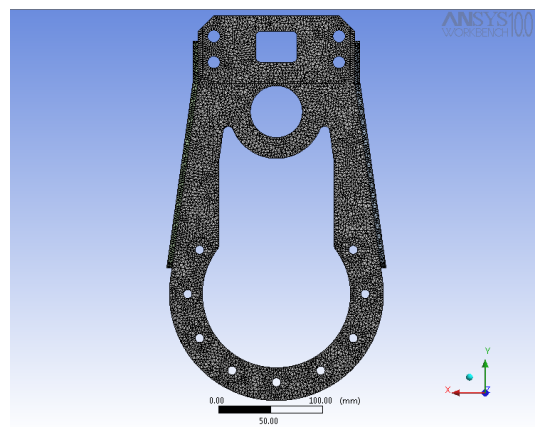


Abbildung 6.2 Bremsanker Elementgröße 3 mm

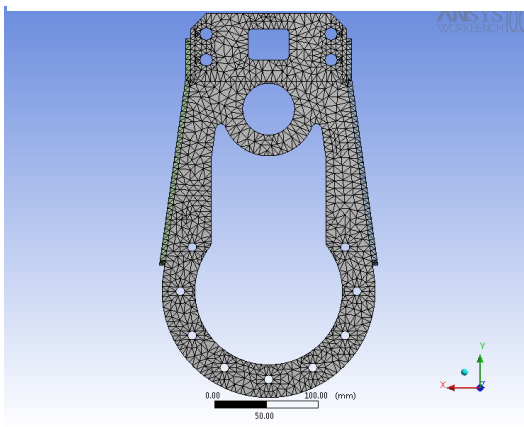


Abbildung 6.3 Bremsanker Elementgröße 5 mm

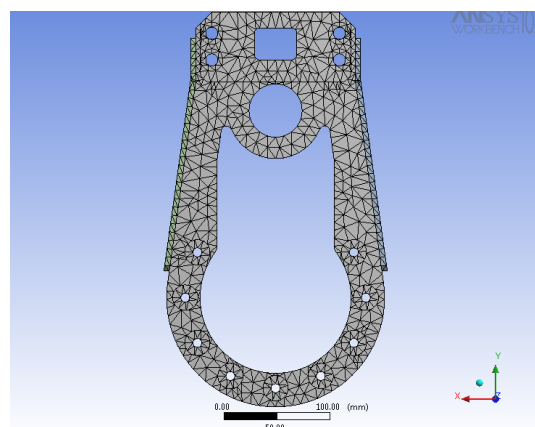


Abbildung 6.4 Bremsanker Elementgröße 8 mm

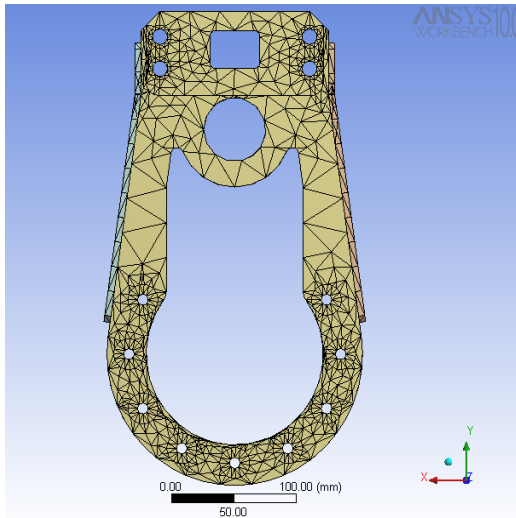


Abbildung 6.5 Bremsanker Elementgröße Standard Normal

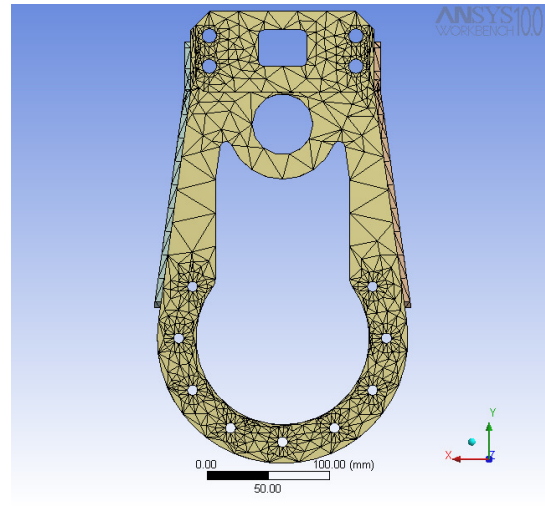


Abbildung 6.6 Bremsanker Elementgröße Standard Hochwertig

Bei der Vernetzung mit Ansys Workbench besteht prinzipiell die Möglichkeit, die Elementgröße vorzugeben oder die Standardeinstellung des Systems zu verwenden. Wird die Standardeinstellung verwendet kann die Elementqualität zwischen Normal und Hochwertig eingestellt werden.

Bei der Auswertung der Spannungsanalyse ergibt sich insbesondere in Gebieten mit hohem Spannungsgefälle eine große Differenz der Ergebnisse in Abhängigkeit von der Elementgröße. Werden große Elemente verwendet, sind die Spannungen kleiner. Die Verläufe der Spannungen sind sehr eckig, was den Verlauf der großen Elemente widerspiegelt. Am Ergebnis ist aber bereits zu erkennen, dass die Radien an der großen Öffnung genauer betrachtet werden müssen.

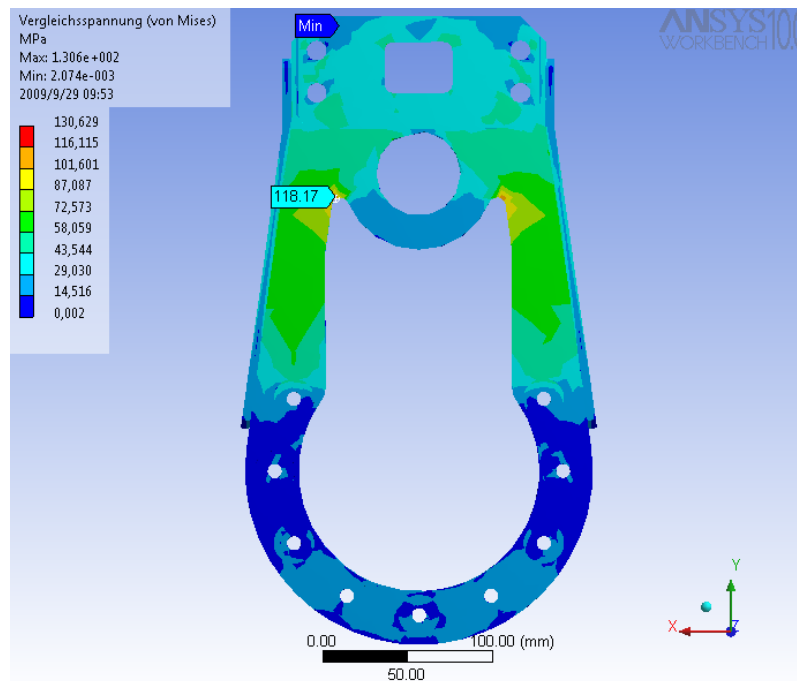


Abbildung 6.7 Bremsanker Elementgröße Standard
Elementqualität Normal

Diese hohen Spannungen sind eine Folge der Tangentialkraft die beim Bremsen an der Bremsscheibe erzeugt wird. Die Spannungen an den Verschraubungen sind das Ergebnis der Verdrehung bedingt durch das Moment der Tangentialkraft der Bremsscheibe. Der hellblaue spannungsärmere Bereich an den unteren Verschraubungen tritt auf, da es sich um eine weniger steife Lagerung handelt, bei der die Kräfte und Momente gleichmäßiger verteilt werden. Im Abschnitt 8 wird noch einmal näher auf den Einfluss der Randbedingungseinbringung eingegangen.

6 FEM Analyse

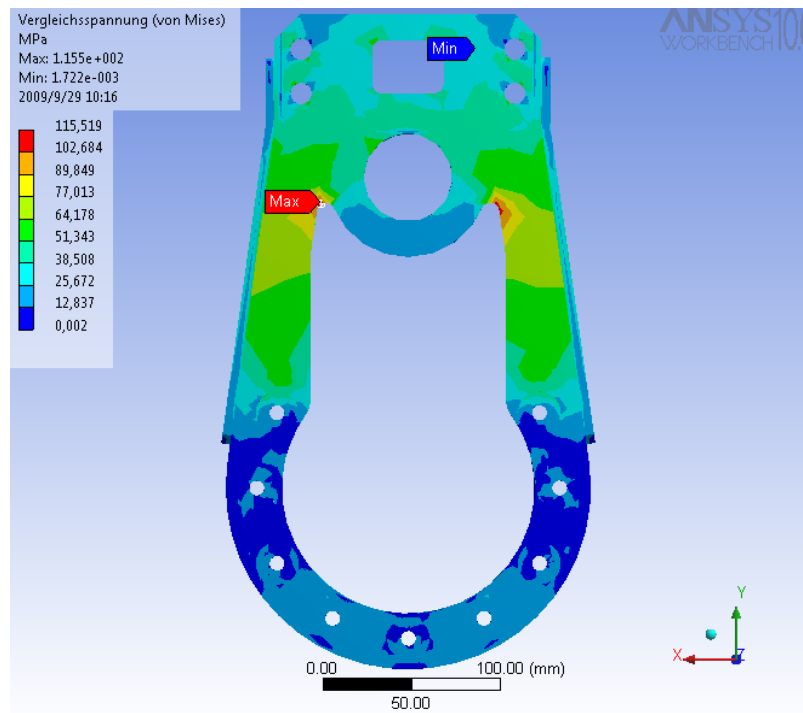


Abbildung 6.8 Bremsanker Elementgröße Standard
Elementqualität hochwertig

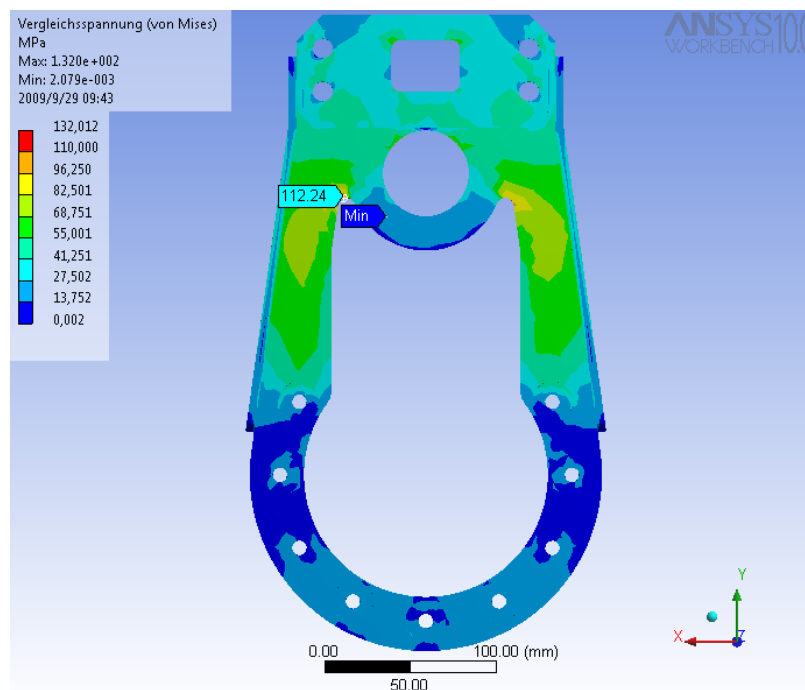


Abbildung 6.9 Bremsanker Elementgröße 8 mm

Wird die Elementgröße nun auf 5 mm verkleinert (Abbildung 6.10), steigen die Spannungen bereits an, wobei sich die Raten an der großen Öffnung weiterhin

als Ort der größten Spannung darstellen. Eine weitere Stelle, an der hohe Spannungen zu erwarten sind, ist die obere Verbindungsstelle von Bremsanker, Bolzen und Rahmen, da an ihr die größten Kräfte und Momente wirken.

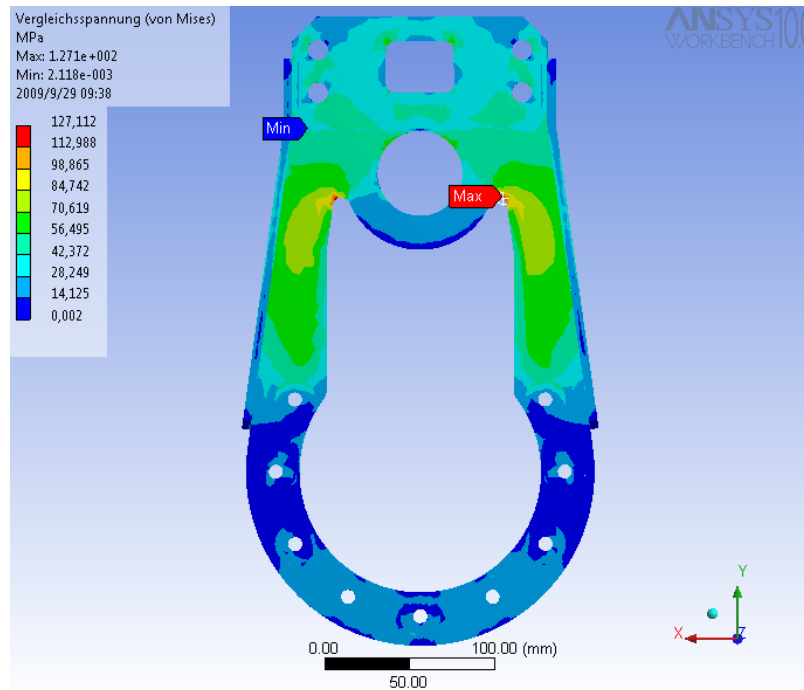


Abbildung 6.10 Bremsanker Elementgröße 5 mm

Die Verkleinerung der Elementgröße auf 3 mm erzeugt eine weitere Erhöhung der Spannung am Radius der großen Öffnung, wobei die Spannung nicht sprunghaft ansteigt, sondern von Verfeinerungsschritt zu Verfeinerungsschritt stetig ansteigt.

6 FEM Analyse

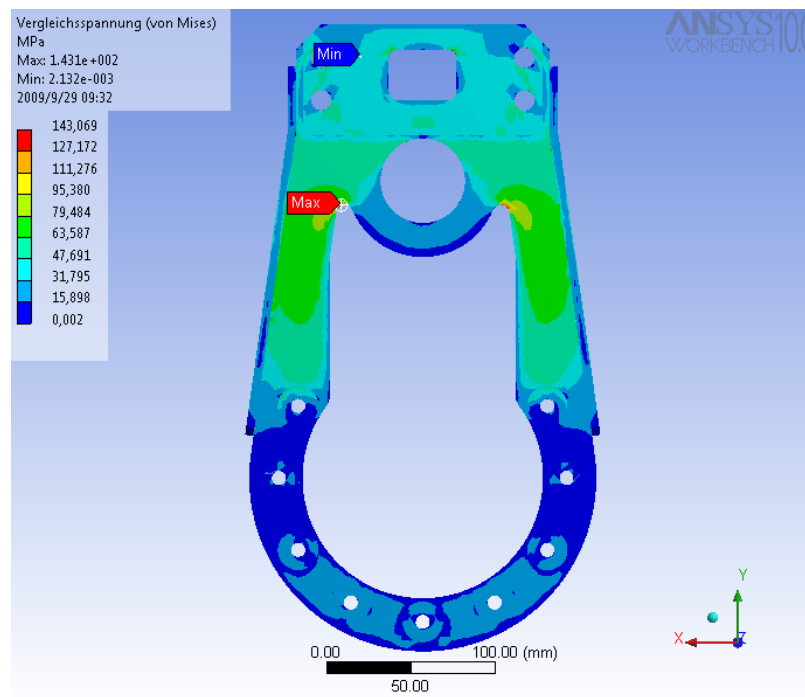


Abbildung 6.11 Bremsanker Elementgröße 3 mm

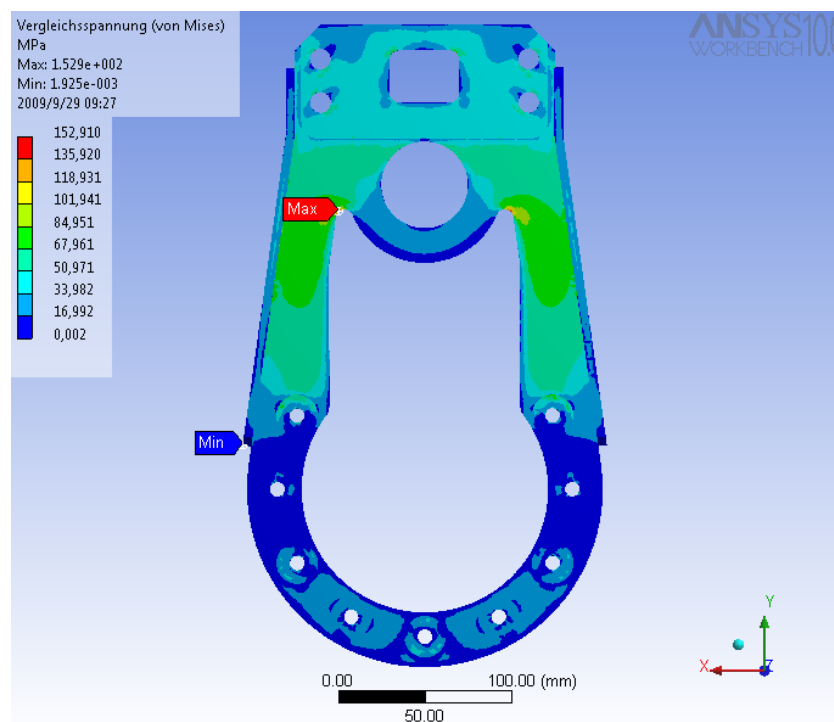


Abbildung 6.12 Bremsanker Elementgröße 2 mm

Bei der Verkleinerung der Elementgröße auf 2 mm (Abbildung 6.12) erhöhen sich die Spannungswerte noch einmal, wobei die Rechenzeit auf Grund der großen Anzahl der Elemente erheblich ansteigt.

Elementgröße	Anzahl der Elemente	Größte Spannung [N/mm ²]	Größte Verformung [mm]
2 mm	103816	152,9	0,897
3 mm	37989	143,0	0,892
5 mm	11063	124,5	0,884
8 mm	5607	112,4	0,869
Standardeinstellung Elementqualität Normal	5125	118,1	0,864
Standardeinstellung Elementqualität Hochwertig	5171	115,5	0,865

Tabelle 6.1 Übersicht Elementgröße/ größte Spannung

Elementgröße	Größte Spannung [N/mm ²]	Wert bezogen auf Elementgröße 2mm [%]	Größte Verformung [mm]	Wert bezogen auf Elementgröße 2 mm [%]
2 mm	152,9	100	0,897	100
3 mm	143,0	93,5	0,892	99,4
5 mm	124,5	81,4	0,884	98,5
8 mm	112,4	73,5	0,869	96,8
Standardeinstellung Elementqualität Normal	118,1	77,6	0,864	96,3
Standardeinstellung Elementqualität Hochwertig	115,5	76,3	0,865	96,4

Tabelle 6.2 prozentuale Abweichungen der Spannungen

Tabelle 6.2 zeigt Spannungen, Verformungen und die Elementzahl bei den veränderten Elementgrößen, wobei bei allen Vernetzungen das

Kantenverhalten auf Krümmungs-/ Nachbarschaftsverfeinerung gestellt ist. Damit ergibt sich eine Verfeinerung des Netzes an Radien und Bohrungen, woraus sich ein genaueres Ergebnis für diese oft hoch belasteten Stellen einer Konstruktion ergeben. Die Maximalspannungen treten stets an der gleichen Position auf.

Der Bremsanker mit der Elementgröße 2 mm hat die größten Spannungen in den Radien, wobei der Unterschied zur Elementgröße 3 mm mit 7 Prozent nicht all zu groß ist. Allerdings steigt die Zahl der Elemente stark an.

Als günstige Elementgröße für die weitere Untersuchung des Bremsankers wird daher die Elementgröße 3 mm angenommen, da sie ein hinreichend genaues Ergebnis liefert und die Anzahl der Elemente nicht zu groß ist. Sichtbar wird außerdem, dass die Abweichungen bei der Verschiebung deutlich geringer ausfallen. Beträgt die Abweichung der Spannung bei Standardeinstellung Elementqualität hochwertig 76,3%, so liegt die Abweichung der Verschiebung bei 96,4%. Somit sind die Spannungen deutlich Netzempfindlicher als die Verschiebungen.

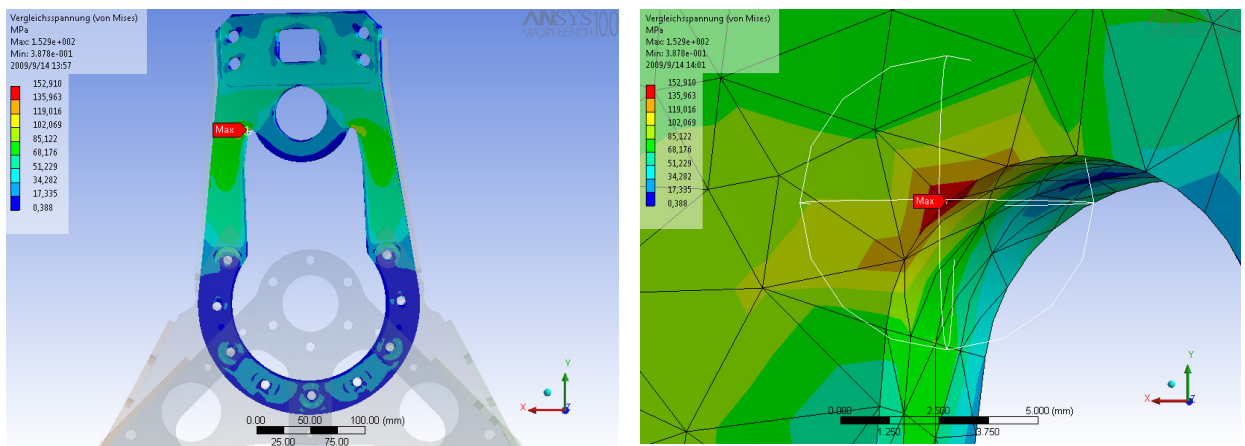


Abbildung 6.13 Bremsanker Elementgröße 2 mm

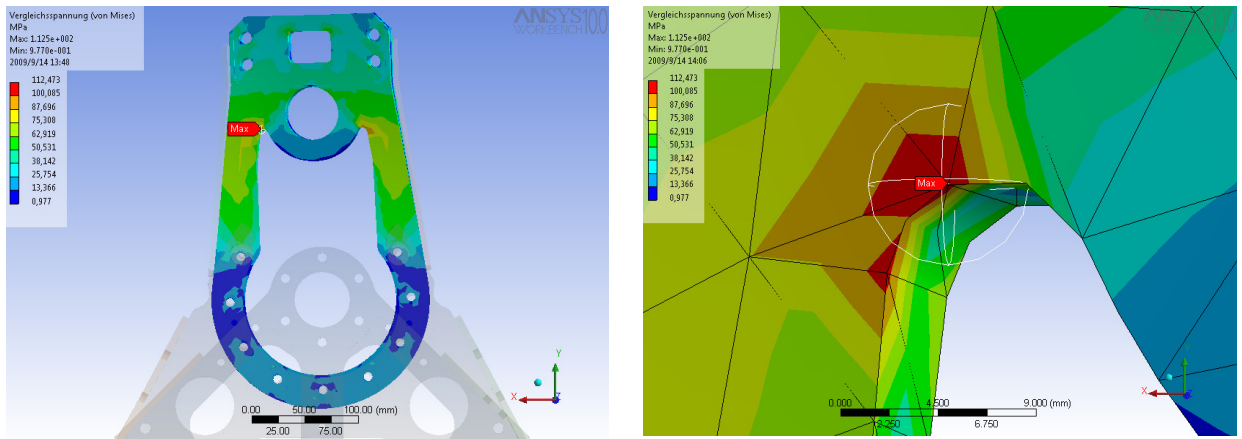


Abbildung 6.14 Bremsanker Elementgröße 8 mm

Die Abbildungen zeigen noch einmal, dass eine Verringerung der Elementgröße entscheidenden Einfluss auf das Ergebnis hat. Die prozentuale Abweichung der Standardeinstellung im Vergleich zur Elementgröße 2 mm ist mit 22 Prozent sehr hoch.

Die derzeitige Konstruktion des Bremsankers lässt die geforderte Sicherheit 2 nicht zu. Mit einer höchsten Spannung von 152 N/mm^2 und einer Streckgrenze des Grundwerkstoffes S235 von 235 N/mm^2 ergibt sich eine Sicherheit von 1,6. Daher muss die Konstruktion des Bremsankers optimiert werden, dies erfolgt im Abschnitt 7.

6.2 Die Trommel

6.2.1 Randbedingungen der Trommel

Um die angreifende Kraft F_Y auf dem Trommelrohr aufbringen zu können, werden Flächen mit der Breite des Seiles benötigt. Es besteht in Ansys Workbench die Möglichkeit, Punkte, Flächen Linien oder Volumen zu wählen. Eine Auswahl von Knoten auf einer Fläche ist jedoch nicht möglich, sodass die Auflageflächen der Kraft auf dem Trommelrohr konstruiert werden müssen. Diese Flächen haben die Breite des Seiles sowie eine Länge von zwei Seilbreiten. Der unmittelbare Lasteinleitungsbereich ist nicht Untersuchungsgegenstand(siehe Abschnitt 4.1.1.4),wesentlicher ist die

Wirkung der Laststellungen auf die übrigen Trommelbereiche, insbesondere auf die Trommelabendscheibe.

Die Trommel wird mit dem Kontakttyp Verbund mit der Welle verbunden und nur die Wellenenden werden fixiert gelagert. Die Lagerung der Welle und die Größe der Elemente an der Welle sind für die Auswertung der Trommel nicht von Bedeutung, da sie keinen wesentlichen Einfluss auf das Ergebnis der Trommel haben.

Die Einleitung der vertikalen Komponente $F_Y = 2000\text{N}$ erfolgt in den 3 Laststellungen auf den vorab konstruierten Flächen auf dem Trommelrohr.

6.2.2 Vernetzung und Ergebnisfindung

Elementgröße	Anzahl der Elemente	Größte Spannung [N/mm ²]	Größte Verformung [mm]
2 mm	-	-	-
3 mm	233008	48,9	0,215
5 mm	86576	45,3	0,211
8 mm	35903	45,5	0,204
Standardeinstellung Elementqualität normal	30984	49,2	0,194
Standardeinstellung Elementqualität hochwertig	33914	47,6	0,198

Tabelle 6.3 Übersicht Elementgröße/ größte Spannung

Elementgröße	Größte Spannung [N/mm ²]	Wert bezogen auf Elementgröße 3 mm [%]
2 mm	-	-
3 mm	48,9	100
5 mm	45,3	92,6
8 mm	45,5	93
Standardeinstellung Elementqualität Normal	49,2	100,6
Standardeinstellung Elementqualität Hochwertig	47,6	97,3

Tabelle 6.4 Prozentuale Abweichungen der Spannungen

Tab.6.3 zeigt am Beispiel der Lasteinleitung in Laststellung 3, dass sich die Spannungswerte in Abhängigkeit von der Elementgröße nur unwesentlich ändern. Daraus folgt auch die sehr geringe Änderung der prozentualen Abweichung der Ergebnisse (Tab. 6.4).

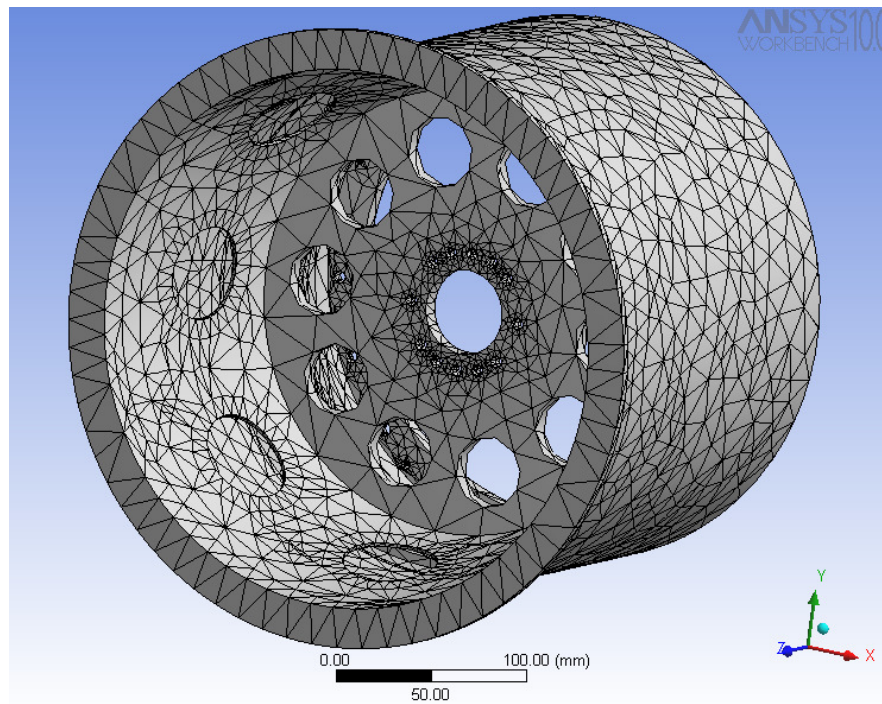


Abbildung 6.15 Trommel Elementgröße Standardeinstellung Normal

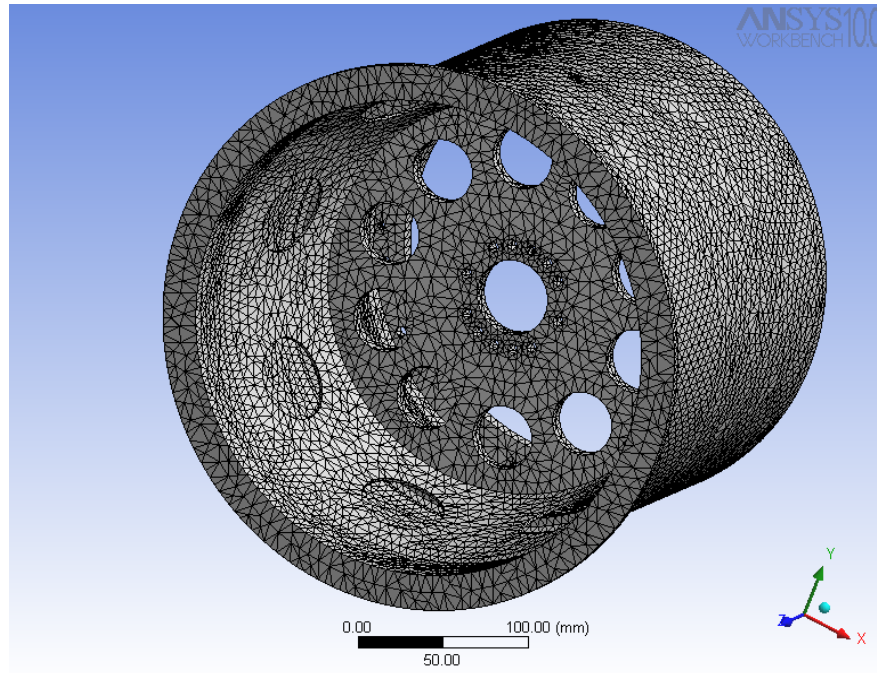


Abbildung 6.16 Trommel Elementgröße 5 mm

In den Abbildungen 6.15 bis 6.18 ist die Welle aus Gründen der Übersichtlichkeit ausgeblendet. Das Netz der Elementgröße 5 mm unterscheidet sich an den Löchern kaum vom Netz der Standardeinstellung. Die Erklärung findet sich in den Einstellungen des Kantenverhaltens bei der Vernetzung. Durch Aktivierung der Krümmungs-/ Nachbarschaftsverfeinerung wird das Netz an Rändern verfeinert.

6 FEM Analyse

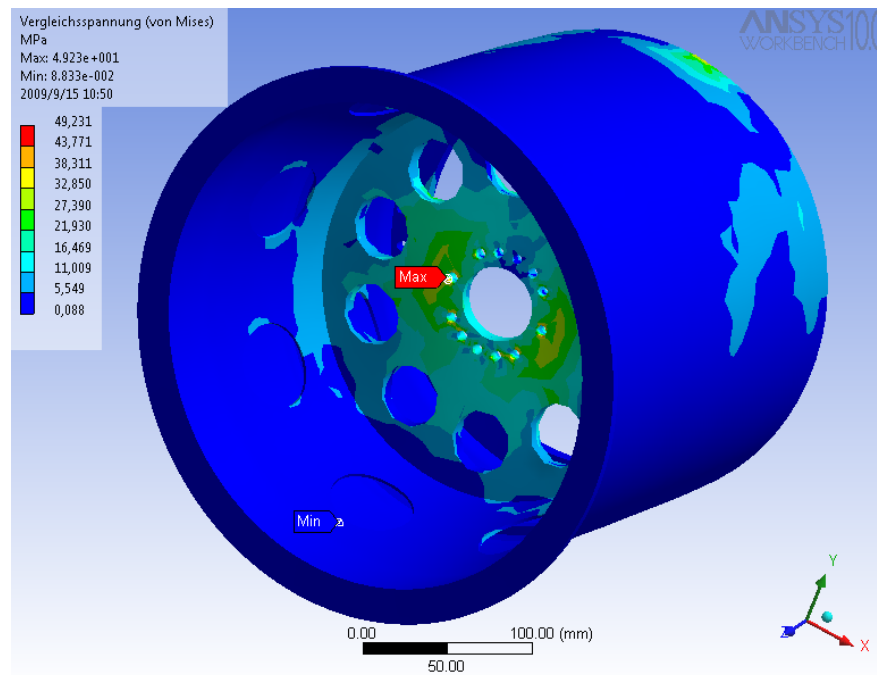


Abbildung 6.17 Trommel Elementgröße Standardeinstellung Normal

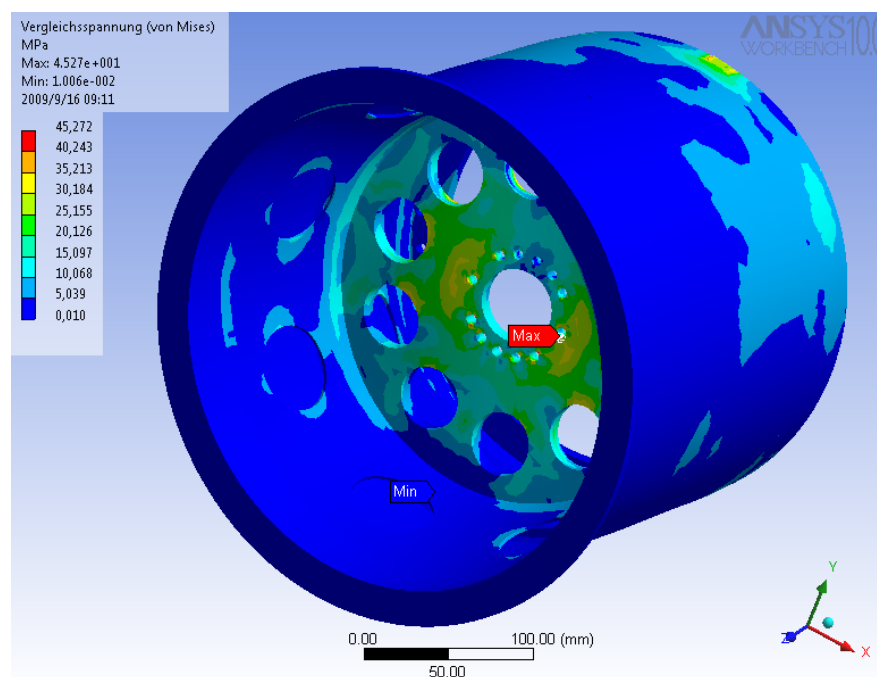


Abbildung 6.18 Trommel Elementgröße 5 mm

Im Falle der Standardeinstellung der Elementgröße 5 mm wird der Effekt besonders sichtbar. Das Trommelrohr wird mit sehr großen Elementen vernetzt, an den Bohrungen wird das Netz dann feiner und ermöglicht so, sehr gute Ergebnisse.

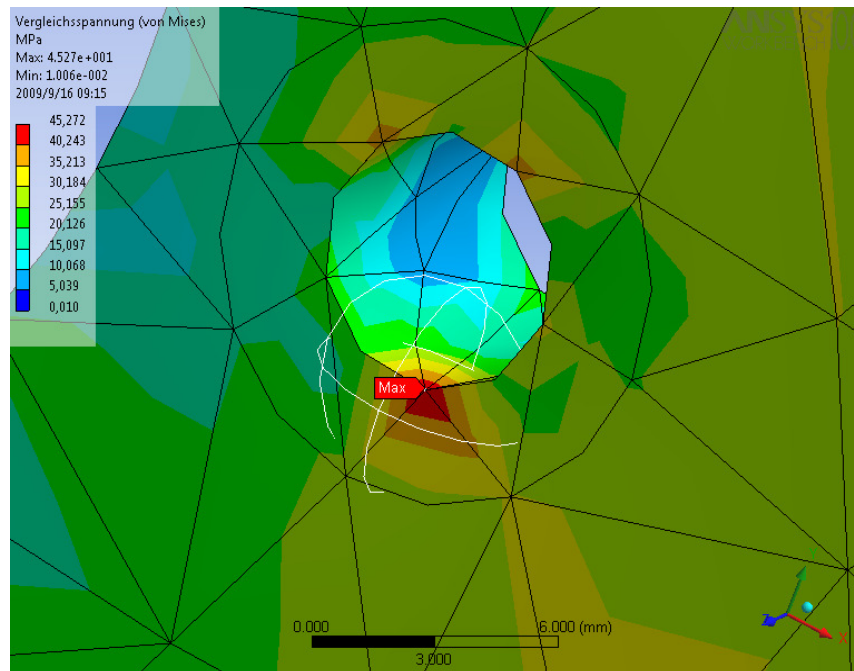


Abbildung 6.19 Trommelabenscheibe Elementgröße 5 mm

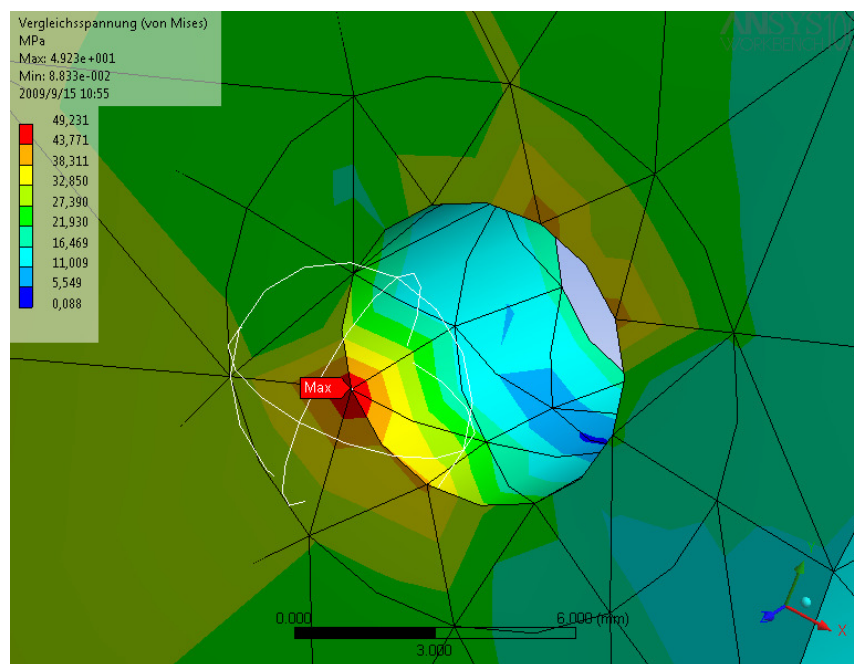


Abbildung 6.20 Trommelabenscheibe Standardeinstellung Normal

Zwischen Elementgröße 3 mm und 5 mm liegt eine Abweichung der Spannung von 7 Prozent verbunden mit einer Drittelung der Elementzahl.

Für die Auswertung wird das Trommelmodell mit der Elementgröße 5 mm gewählt.

Anmerkung:

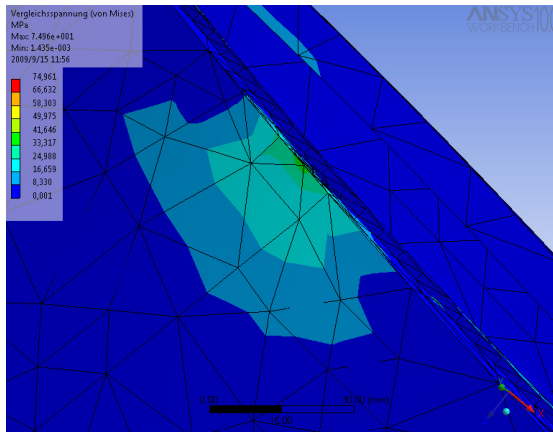


Abbildung 6.21 Trommelrohr Standardeinstellung Normal

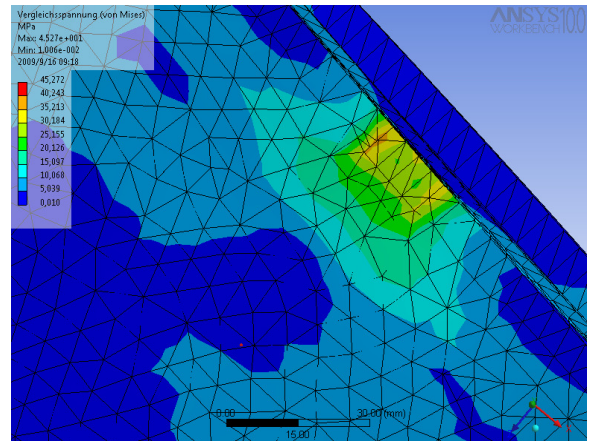


Abbildung 6.22 Trommelrohr Elementgröße 5 mm

Die Krümmungs-/ Nachbarschaftsverfeinerung ist allerdings auf Flächen ohne Kerben oder Radien ohne Funktion. Dort zeigt sich der Vorteil der feineren Vernetzung mit der Elementgröße 5 mm. Allgemein ist es sinnvoller eine kleinere Elementgröße zu wählen, bei der mögliche Spannungen auch auf Flächen ohne Radien dargestellt und somit erkannt werden können.

6.2.2.1 Lasteinleitung der Kraftkomponente F_y in Laststellung 3

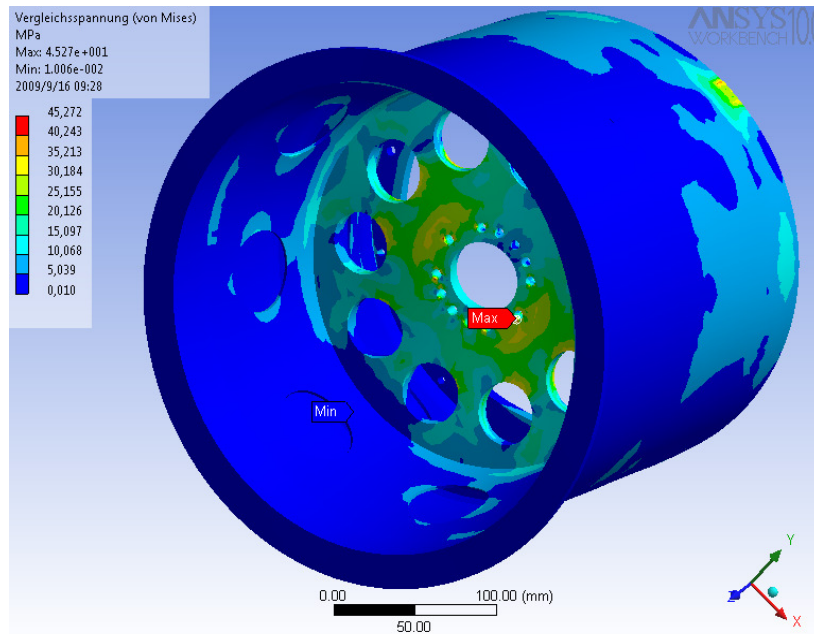


Abbildung 6.23 Trommel mit Laststellung 3 Elementgröße 5 mm

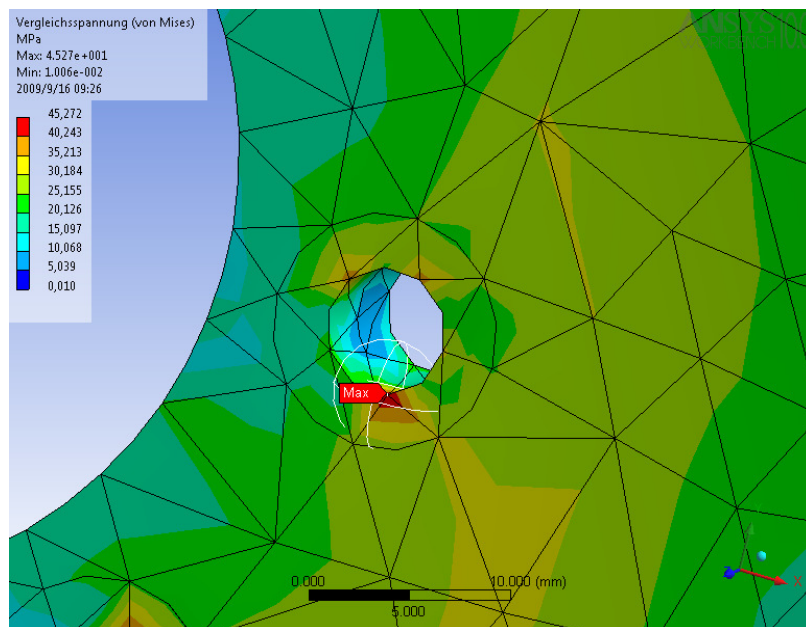


Abbildung 6.24 Elementgröße 5 mm Ausschnitt

In der Laststellung 3 ist das wirkende Moment infolge F_y an der Trommelnabenscheibe am größten. Abbildung 6.23 und 6.24 zeigen, dass die größten Spannungen, hervorgerufen durch dieses Moment, an den Bohrungen

der Trommelnabenscheibe auftreten. Im Bereich der Lasteinleitung wirkt der Ring der Bremsscheibenaufnahme stabilisierend auf das Trommelrohr. In dieser Laststellung wird die geforderte Sicherheit 2 erfüllt.

6.2.2.2 Lasteinleitung der Kraftkomponente F_y in Laststellung 2

Die Lasteinleitung in Laststellung 2 wirkt nahe der Trommelnabenscheibe, so dass kein großes Moment wirkt. Damit ergibt sich ein geringes Spannungsniveau in der Trommelnabenscheibe. Nur direkt auf dem Trommelrohr steigen die Spannungen am Ort der Krafteinleitung leicht an, da keine Stabilisierung des Trommelrohres vorhanden ist. Auch bei dieser Laststellung wird die Sicherheit 2 erfüllt.

6.2.2.3 Lasteinleitung der Kraftkomponente F_y in Laststellung 1

In der Laststellung 1 wirkt nahezu das gleiche Moment an der Trommelnabenscheibe wie bei Laststellung 3. Die Verteilung der Spannungen ist analog denen in Laststellung 3. Im Bereich der Lasteinleitung ist keine Stabilisierung des Trommelrohres vorhanden. Auch in dieser Laststellung ist die geforderte Sicherheit 2 gewährleistet.

6.3 Das Grundgestell

6.3.1 Die Randbedingungen des Grundgestells

Da der Seilabgang von der Trommel in einem Bereich von 0° bis 270° möglich ist und das Seil auch in den 3 Positionen der Lasteinleitung der Trommel stehen kann, ergeben sich viele mögliche Varianten der Belastung des Rahmens. Zunächst wird festgelegt, dass nur die Laststellung 2 mittig auf dem Trommelrohr betrachtet wird (Abschnitt 4.1.1.3).

Die Lagerung des Rahmens wird an den dafür vorgesehenen Befestigungspunkten am Boden der Gestellprofile vorgenommen. Das Antriebsmoment M_{Antrieb} wird auf der Innenseite der Fläche der großen Öffnung der Gestellfrontplatte eingeleitet.

Die vertikalen Kräfte F_{AY} und F_{CY} werden auf die Auflageflächen der Schrauben an der Gestellfrontplatte und Stützplatte gleichmäßig verteilt. Abhängig von der Belastung die betrachtet wird, erfolgt die Einleitung der Kraft in den 3 zu untersuchenden Lastrichtungen (Abschnitt 4.2.1.1).

6.3.2 Vernetzung und Ergebnisfindung

Elementgröße	Anzahl der Elemente	Größte Spannung [N/mm ²]	Größte Verformung [mm]
2 mm	-	-	-
3 mm	122039	28,5	0,5
4 mm	60698	21,7	0,499
6 mm	26069	18,9	0,491
8 mm	18008	17,2	0,478
Standardeinstellung Elementqualität Normal	12664	18,8	0,478
Standardeinstellung Elementqualität Hochwertig	13141	18,4	0,478

Tabelle 6.5 Übersicht Elementgröße/ größte Spannung

Elementgröße	Größte Spannung [N/mm ²]	Wert bezogen auf Elementgröße 3 mm [%]
2 mm	-	-
3 mm	28,5	100
4 mm	21,7	76,1
6 mm	18,9	66,3
8 mm	17,2	60,3
Standardeinstellung Elementqualität Normal	18,8	65,9
Standardeinstellung Elementqualität Hochwertig	18,4	64,5

Tabelle 6.6 Prozentuale Abweichungen der Spannungen

In Tabelle 6.5 wird am Beispiel des Rahmens mit Krafteinleitung nach Lastrichtung 90 Grad gezeigt, dass zwischen den Ergebnissen große

Unterschiede in Abhängigkeit von der Elementgröße bestehen. Die Abweichung zwischen Elementgröße 3 mm und 4 mm beträgt 24 Prozent, zwischen 3 mm und der Standardeinstellung sogar 35 Prozent (Tab.6.6). Zu beachten ist hierbei allerdings, dass die Auswerteposition unmittelbar am Übergang der starren Lagerung zur freien Oberfläche eine Spannungskonzentration infolge Steifigkeitssprung aufweist (Abschnitt 6.3.2.1, Abbildung 6.25 und 6.26).

Für die weitere Auswertung kommt somit nur das Ergebnis von 3 mm in Frage. Allerdings steigt auch hier die Rechenzeit wieder erheblich an.

Die Ergebnisse der Standardeinstellung Elementqualität Normal/ Hochwertig können auf Grund der stark abweichenden Ergebnisse nicht empfohlen werden.

6.3.2.1 Lastrichtung 90 Grad

Die Spannungen im Rahmen sind in diesem Belastungsfall sehr gering. Da die Baugruppe Rahmen symmetrisch aufgebaut ist, sind die Spannungen im rechten und linken Teil des Rahmens vergleichbar. Die Spannungen in der Stützplatte werden über den rechten und linken Steg in die Lagerstellen übertragen. Die Sicherheit 2 ist bei dieser Laststellung gewährleistet.

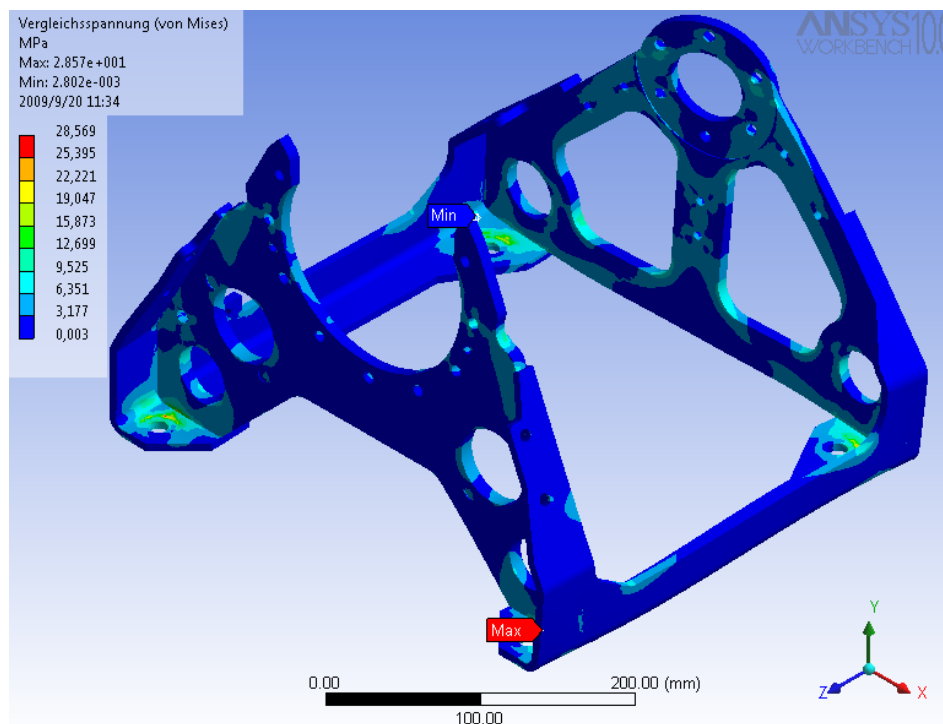


Abbildung 6.25 Elementgröße 3 mm Laststellung 3

Am Übergang starre Lagerung zur freien Oberfläche (Abbildung 6.26) ergibt sich auf Grund des Steifigkeitssprunges eine Spannungskonzentration .

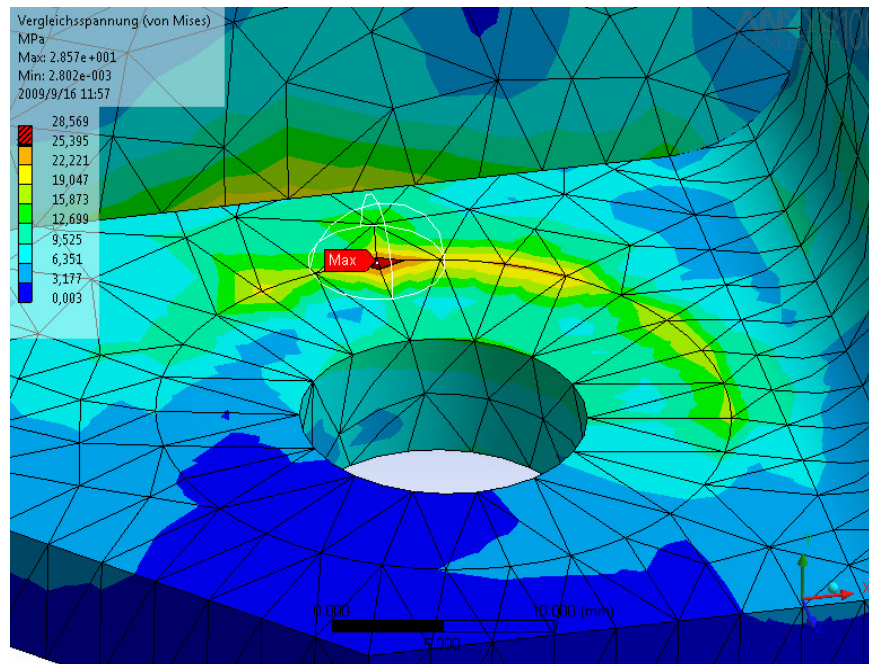


Abbildung 6.26 Elementgröße 3 mm Ausschnitt

6.3.2.2 Laststellung 0 Grad

Die Spannungen im Rahmen sind in diesem Belastungsfall sehr gering. Die Baugruppe Rahmen ist symmetrisch aufgebaut, daher sind die Spannungen im rechten und linken Teil des Rahmens vergleichbar. Die Spannungen in der Stützplatte werden über den rechten und linken Steg in die Lagerstellen übertragen.

Wie in Abbildung 6.26 zu sehen ist, bildet der kreisrunde Verlauf des Netzes die Aufstandfläche des Schraubenkopfes an den Verschraubungspunkten des Rahmens nach. An diesem Übergang der starren Lagerung zur freien Oberfläche ergibt sich auf Grund des Steifigkeitssprunges eine Spannungskonzentration .

Die Lagerung des Rahmens erfolgt im Ansys Modell starr auf diesen Flächen. Die Sicherheit in dieser Lastrichtung ist bedingt durch das niedrige Spannungsniveau gegeben.

6.3.2.3 Laststellung 180 Grad

Die Ergebnisse von Laststellung 0 Grad und 180 Grad sind annähernd vergleichbar, da die Belastung am Rahmen nur das Vorzeichen gewechselt hat. Auch der in Laststellung 0 Grad beschriebene Steifigkeitssprung, der eine Spannungskonzentration zur Folge hat, tritt hier wieder auf. Die Sicherheit in dieser Lastrichtung ist bedingt durch das niedrige Spannungsniveau gegeben.

6.4 Der Motorflansch komplett

6.4.1 Die Randbedingungen des Motorflansch komplett

Die Lagerung der Baugruppe Motorflansch erfolgt in den Löchern des Motorflansches. Die Einleitung der vertikalen Kräfte und Momente erfolgt wie in Abschnitt.4.1.2.3 bereits dargestellt. Die Einleitung des Drehmomentes, das durch den Servogetriebemotor erzeugt wird, erfolgt auf der Frontfläche des Motorflansches für Momentenlagerung an welcher der Motor befestigt ist.

6.4.1.1 Kontaktbereiche des Motorflansch komplett

Kontaktbereich	Kontakt-Typ
Motorflansch bearbeitet-Gleitlagerschale	Verbund
Kraftaufnehmerdruckwinkel- Kraftaufnehmerplatte	Verbund
Kraftaufnehmerdruckwinkel- Motorflansch für Momentenlagerung	Verbund
Kraftaufnehmerplatte- Motorflansch bearbeitet	Verbund
DU Sondergroßbuchse- Motorflansch für Momentenlagerung	Reibungsbehaftet ($\mu \approx 0,05$)
DU Sondergroßbuchse- Gleitlagerschale	Verbund
Kraftaufnehmerplatte -Motorflansch bearbeitet	Verbund

Tabelle 6.7 Kontaktbereiche der Baugruppe Motorflansch

Um die Bauteile der Baugruppe verbinden zu können und ihre tatsächlichen Bewegungen darstellen zu können, wurden die Kontaktbedingungen wie in Tabelle 6.7 verwendet.

6.4.2 Vernetzung und Ergebnisfindung

Elementgröße	Anzahl der Elemente	Größte Spannung [N/mm ²]	Größte Verformung [mm]
3 mm	89091	89,2	0,498
5 mm	36093	84,5	0,484

Tabelle 6.8 Übersicht Elementgröße/ größte Spannung

Elementgröße	Größte Spannung [N/mm ²]	Wert bezogen auf Elementgröße 5mm [%]
3 mm	89,2	100
5 mm	84,5	94,7

Tabelle 6.9 Prozentuale Abweichungen der Spannungen

Tabelle 6.8 und 6.9 zeigt die Ergebnisse der Elementgrößen 3 mm und 5 mm, dabei ist zu sehen, dass die Differenz der größten Spannungen prozentual klein ist, jedoch steigt die Elementzahl an und die Rechenzeit erhöht sich. Für die Auswertung der Baugruppe Motorflansch wird die Elementgröße 5 mm verwendet. Die Auswahl von kleineren Elementgrößen wird mit Hinblick auf die Anzahl der Elemente und die Rechenzeit nicht durchgeführt.

6.4.2.1 Auswertung des Motorflansch komplett

Abb.6.27 zeigt die Spannungsverteilung im Motorflansch komplett, eine genaue Auswertung wird im Folgenden vorgenommen. Dazu werden die Bauteile einzeln betrachtet und ausgewertet. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden die nicht betrachteten Bauteile jeweils ausgeblendet.

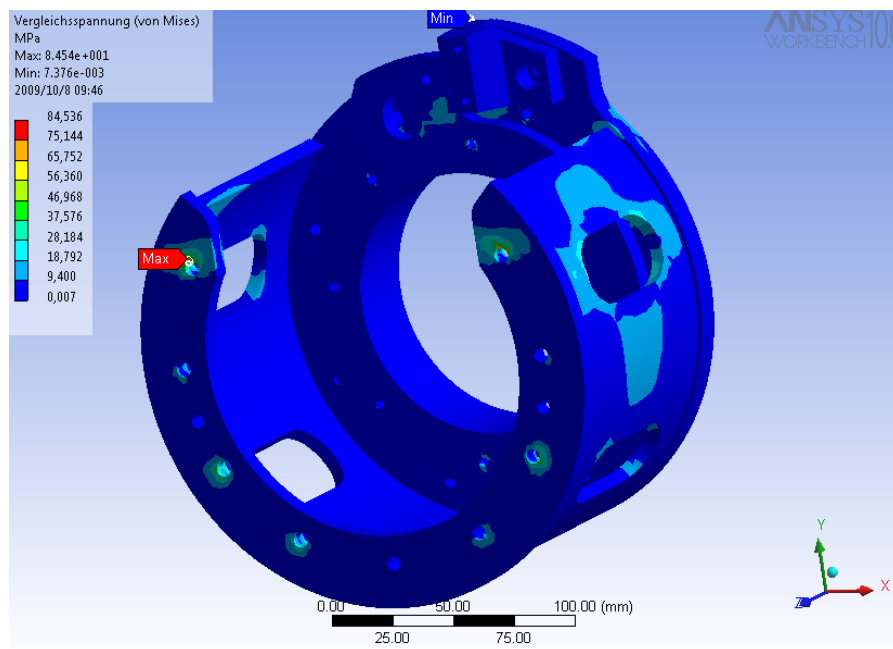


Abbildung 6.27 Baugruppe Motorflansch 5 mm

6.4.2.1.1 Der Motorflansch

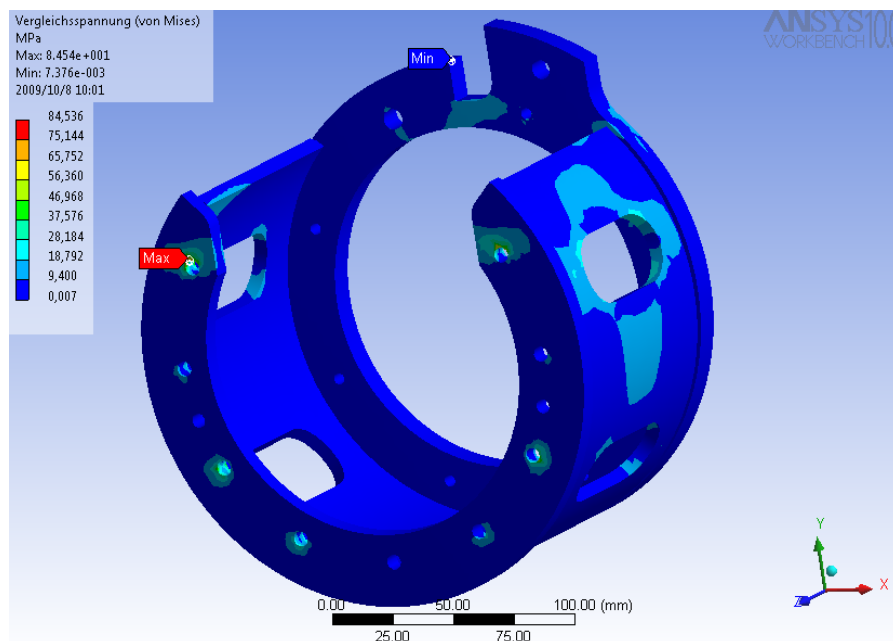


Abbildung 6.28 Motorflansch 5 mm

Die größte Spannung am Motorflansch befindet sich an den Stellen der Lagerung, wobei ein Höchstwert von 85 N/mm^2 erreicht wird. Am Ort der

Momentenübernahme sind die Spannungen klein, auch der Radius und die Befestigungsstelle der Kraftaufnehmerplatte zeigen keine Besonderheiten. Der nach oben offene Teil zeigt nur in einer Ecke höhere Spannungen, die durch das Antriebsmoment des Motors verursacht werden. Jedoch ist das Spannungsniveau sehr gering, so dass keine Gefährdung für die Festigkeit des Bauteiles besteht. Die Sicherheit des Bauteiles ist mit 2,7 ausreichend.

6.4.2.1.2 Die DU Sondergroßbuchse

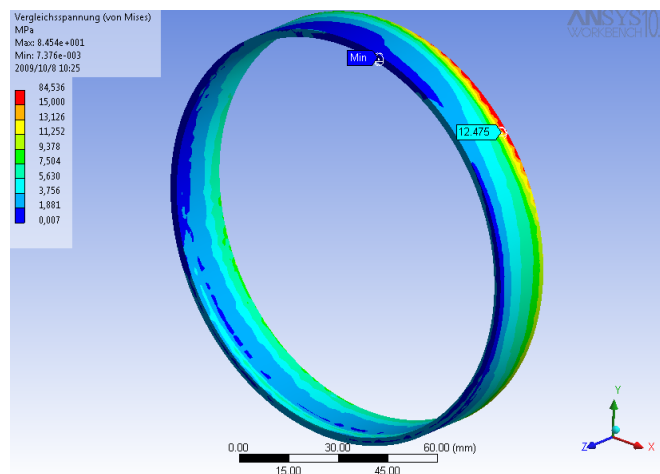


Abbildung 6.29 DU Sondergroßbuchse 5 mm

An der DU Sondergroßbuchse sind die Druckzonen die aus dem Biegemoment am Motorflansch für Momentenlagerung resultieren deutlich zu sehen. Die Größe der Spannung ist jedoch unbedenklich.

6.4.2.1.3 Die Gleitlagerschale

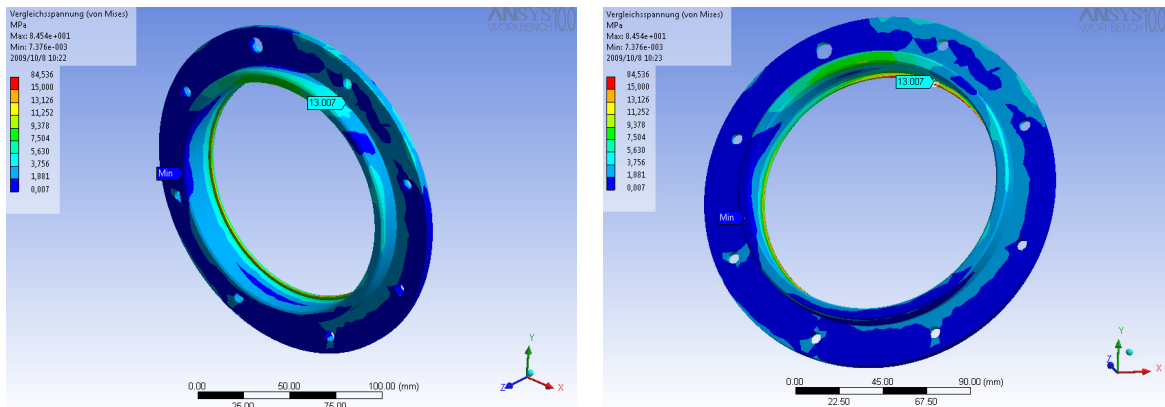


Abbildung 6.30 Gleitlagerschale 5 mm

Auch an der Gleitlagerschale sind die Druckzonen die nun durch die DU Sondergroßbuchse verursacht werden deutlich zu sehen. Auch hier ist die geforderte Sicherheit gewährleistet.

6.4.2.1.4 Der Motorflansch für Momentenlagerung

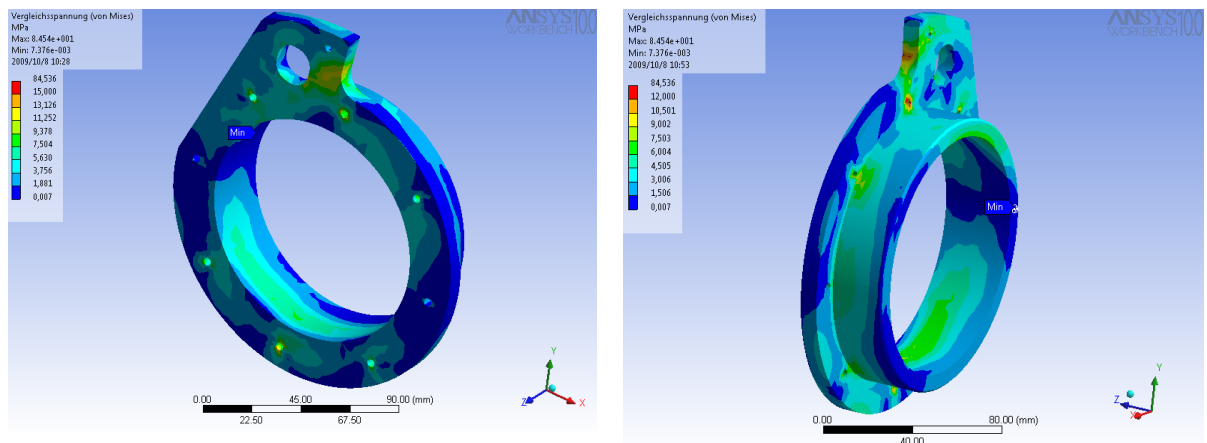


Abbildung 6.31 Motorflansch für Momentenlagerung 5 mm

Die Spannungen im Radius unterhalb des Aufnahmepunktes des Kraftaufnehmerdruckwinkels treten in Folge Momentenübertragung auf. Abb.6.31 zeigt die Druckzonen im oberen Teil sowie im unteren Teil der Gleitfläche. Die Sicherheit von 2 wird erfüllt.

6.4.2.1.5 Die Kraftaufnehmerplatte

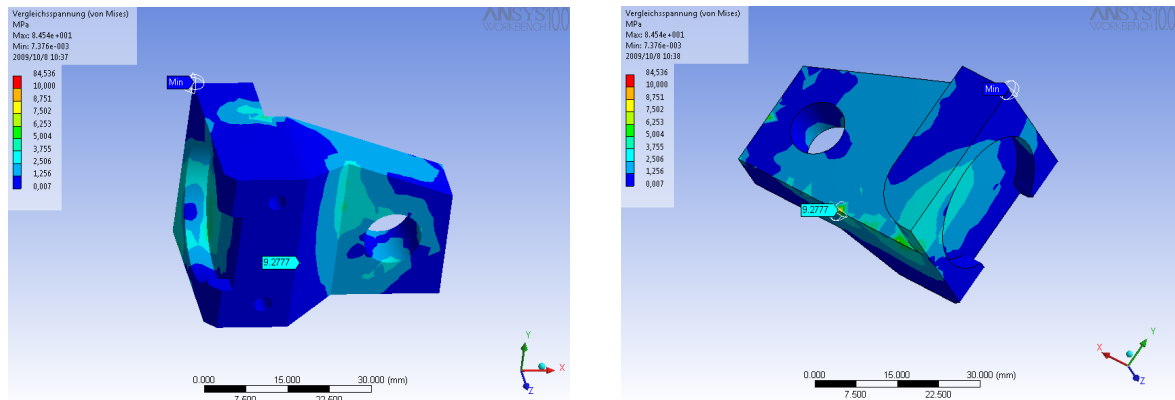


Abbildung 6.32 Kraftaufnehmerdruckplatte 2 mm

Die Spannungen an der Kraftaufnehmerplatte sind gering, die Sicherheit 2 wird erfüllt. Es sind keine Auffälligkeiten am Bauteil zu erkennen.

6.4.2.1.6 Der Kraftaufnehmerdruckwinkel

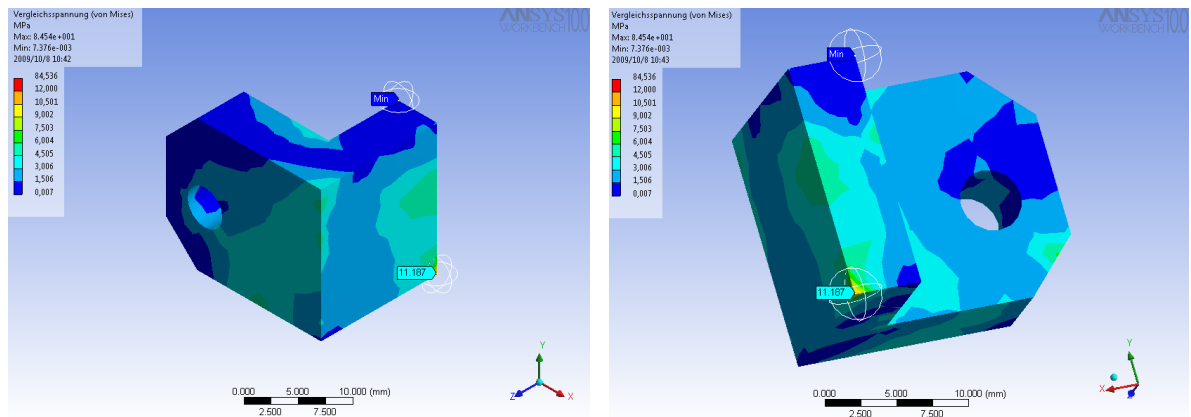


Abbildung 6.33 Kraftaufnehmerdruckwinkel 2 mm

Bis auf die Ecke, an der Kraftaufnehmerdruckplatte und Kraftaufnehmerdruckwinkel verbunden sind, ist das Spannungsniveau sehr gering. Die Sicherheit 2 ist gegeben.

7 Optimierung

Bei der Optimierung des Bauteiles soll auf die Verringerung der Spannungen, auf die Reduzierung des Gewichts und auch auf die Verbesserung der Herstellbarkeit geachtet werden. Betrachtet wird im vorliegenden Fall der Bremsanker. Zuerst erfolgt die Optimierung der Gestalt, um die Maximalspannungen zu reduzieren. Im Anschluss werden Untersuchungen zu möglichen Optimierungen des Werkstoffes durchgeführt. Als Orientierung für die Optimierung dienen die Spannungs-/ Verformungswerte der Ausgangsbaugruppen.

7.1 Gestaltoptimierung des Bremsankers

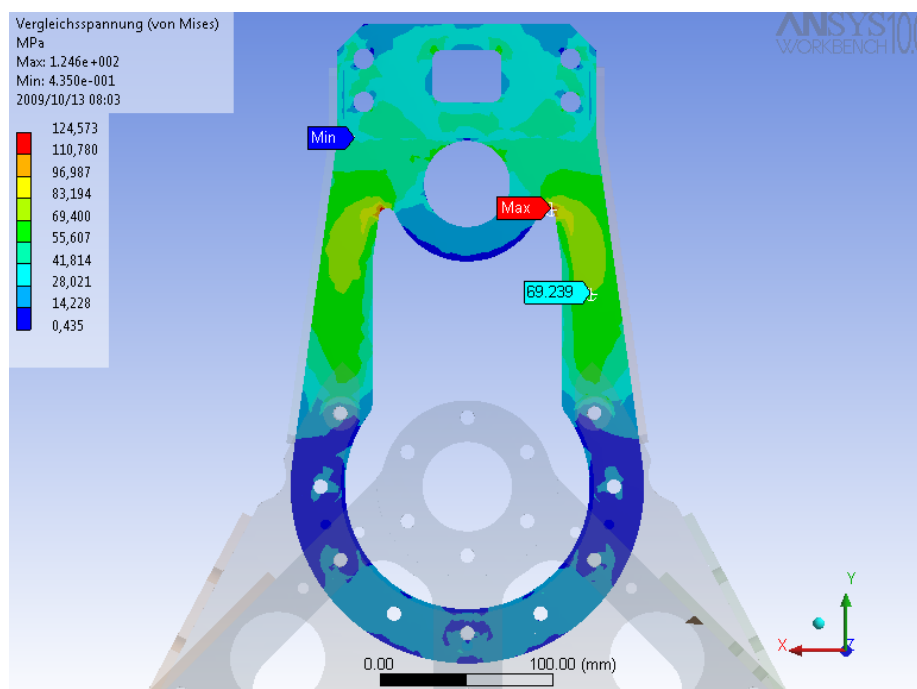


Abbildung 7.1 Bremsanker vor Optimierung 5 mm

Da die Sicherheit des Bremsankers mit 1,6 nicht ausreichend ist, müssen Veränderungen am Bremsanker vorgenommen werden.

Für die 1. Optimierung des Bremsankers wird das Modell mit der Elementgröße 3 mm gewählt. Die höchsten Spannungen sind in den Eckradien der großen und der rechteckigen Öffnung zu finden. Weiterhin ist das Spannungsniveau im

oberen Teil des Bremsankers sehr niedrig, was die Möglichkeit ergibt, die rechteckige Öffnung zu vergrößern.

Zuerst werden die Radien 5 mm in der großen Öffnung und 6 mm in der rechteckigen Öffnung optimiert. Dabei ist das Ziel in diesem Schritt, die maximale Spannung nicht mehr in den Radien zu finden.

Die Radien in der großen Öffnung werden entfernt und die gesamte Aussparung in Halbkreisform modelliert. Zwischen den Verstärkungsstreben und der kreisrunden Öffnung besteht ein niedriges Spannungsniveau, so dass diese Stellen mit zusätzlichen Bohrungen versehen werden. Weiterhin entfallen die Verstärkungsstreben, da der Aufwand der Herstellung und das spätere Schweißen eingespart werden kann.

Um ein gleichbleibendes Verformungsergebnis zu erhalten, wurde die Dicke des Bremsankers um 2 mm auf nun 10 mm erhöht. Zusätzlich wurde die rechteckige Öffnung vergrößert und die Eckradien auf 8 mm erhöht.

Das Bild des optimierten Bremsankers zeigt eine relativ gleichmäßige Verteilung der Spannungen auf dem gesamten Bauteil. Tabelle 7.1 zeigt auch, dass das Spannungsniveau im Bauteil gesunken ist und dass die Verformung reduziert wurde. Auch das Gewicht des Bremsankers konnte bereits reduziert werden.

Bauform	Max. Spannung [N/mm ²]	Max. Spannung (Stelle 2) [N/mm ²]	Verformung [mm]	Gewicht [kg]
Bremsanker vor Optimierung	124,9	69,2	0,884	2,4
Bremsanker nach der Optimierung	69,4	58,1	0,675	2,3

Tabelle 7.1 Vergleich Bremsanker vor/ nach Optimierung

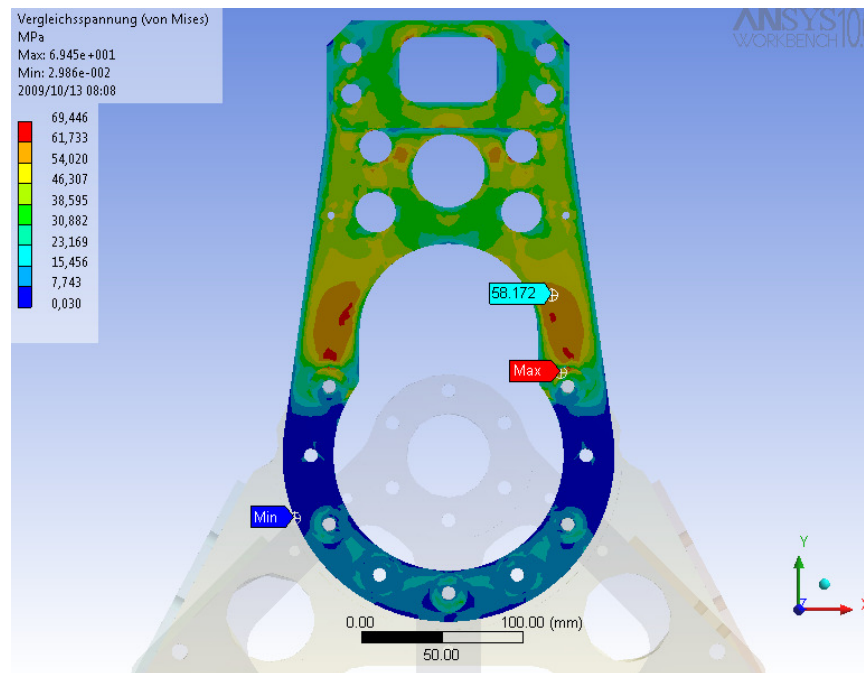


Abbildung 7.2 Bremsanker nach Optimierung 5 mm

7.2 Neue Werkstoffauswahl des Bremsankers

Ausgangswerkstoff des Bremsankers ist unlegierter Baustahl S 235, der durch eine Aluminiumlegierung ersetzt werden soll. Die Werte des Elastizitätsmodules und der Dichte liegen bei Aluminiumlegierungen unter denen von Stahl. Die Streckgrenze ist vergleichbar (Tab.7.2).

Werkstoff	Dichte [g/cm ³]	Elastizitätsmodul [N/mm ²]	Streckgrenze [N/mm ²]
S 235	7,85	210 000	235
AlMgSi0,5	2,7	69 000	160

Tabelle 7.2 Werkstoffe Bremsanker

Die Form des Bremsankers bleibt erhalten und als Anhaltspunkt für die Optimierung wird festgelegt, dass die Verformung nur geringfügig von der des optimierten Stahlbauteiles abweichen darf. Zuerst werden die Materialeigenschaften des Grundwerkstoffes in Ansys geändert und die Dicke des Bremsankers erhöht. Die Ergebnisse in Tabelle 7.3 zeigen, dass die Verformung bei einer Materialdicke von 15 mm annähernd so groß wie die des

Stahlbremsankers ist. Auch die Maximalspannung liegt in einem ertragbaren Bereich (Abbildung 7.3). Diese Maximalposition ist durch einen starken Spannungsgradienten in Folge Lasteinleitungsanschluss an der steiferen Stahlstruktur beeinflusst, des Weiteren wird die Spannungsänderung an Position 2 (blauer Pfeil in Abb.7.3) ausgewertet. Dieser Bereich ist ebenfalls noch relativ hoch beansprucht, jedoch nicht mehr von einer unmittelbaren Lasteinleitung beeinflusst. Es zeigt sich hier eine Verringerung der Spannung von $58,1 \text{ N/mm}^2$ auf $30,6 \text{ N/mm}^2$ nahezu linear im Verhältnis zur Waddickenänderung.

Werkstoff	Bauteildicke [mm]	Max. Spannung σ_v [N/mm ²]	Spannung σ_v (Position 2) [N/mm ²]	Verformung [mm]	Gewicht [kg]
S 235	10	69,4	58,1	0,675	2,3
AlMgSi0,5	15	55,3	30,6	0,561	1,3

Tabelle 7.3 Gegenüberstellung Bremsanker S235/ AlMgSi0,5

Auch die Spannungsverteilung im Bauteil ist ausgeglichen (Abbildung 7.3), weiterhin ist eine Gewichtsersparnis von 56% gegenüber dem Bremsanker aus S 235 durch den Einsatz der Aluminiumlegierung möglich.

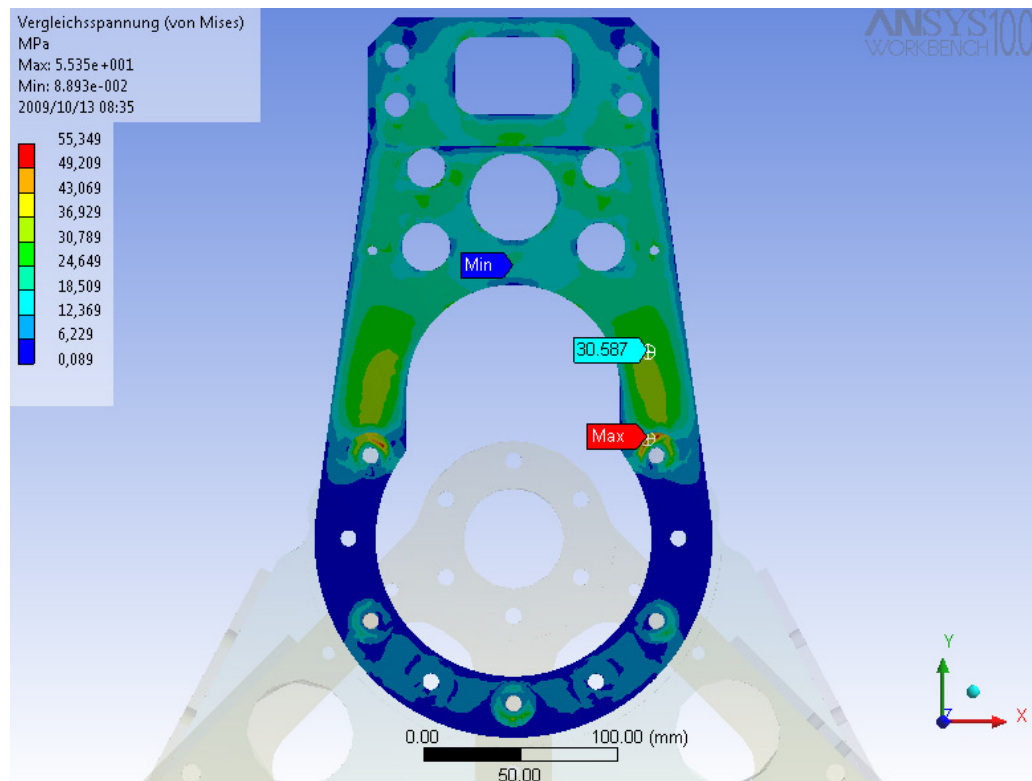


Abbildung 7.3 Bremsanker nach Optimierung Aluminiumlegierung 5 mm

8 Untersuchung des Einflusses der Randbedingungseinbringung

8.1 Der Bremsanker

Während der ersten Berechnungen wurde der Bremsanker an den Verschraubungspunkten für die Bolzen starr gelagert. Dies geschah unter der Annahme, Einzelsysteme freizuschneiden.

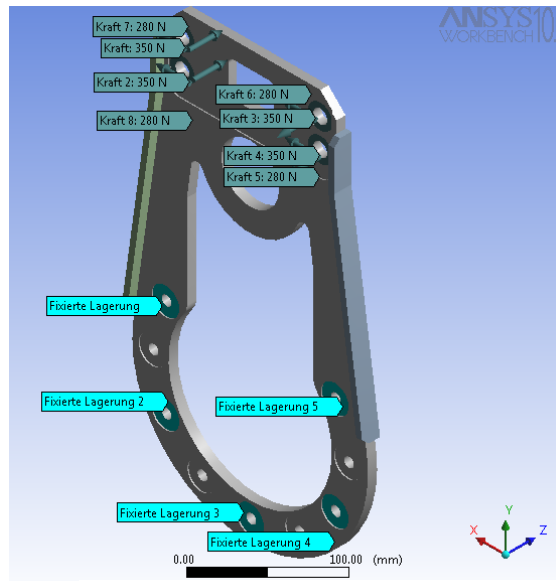


Abbildung 8.1 Bremsanker mit fixierter Lagerung

Im Weiteren wurde dann der Bremsanker über die Bolzen mit dem Rahmen verbunden (Abschnitt 4.2.2).

Bei beiden Modellannahmen treten die Maximalspannungen im oberen Teil, unmittelbar im Radiengebiet der Öffnung auf (Abbildung 8.2 und 8.3). Bei der kombinierten Berechnung sind diese Spannungen aber um 40% höher, als beim Einzelsystem mit starrer Lagerung.

Im Lagerbereich sind dagegen die Spannungen beim Einzelsystem höher, als die in der Verbundrechnung.

Ergebnis dieser Analysen ist, dass es für die Optimierung der oberen Radien besser ist, das kombinierte Modell zu verwenden, da die Spannungen wesentlich höher sind.

Insgesamt bildet das kombinierte Modell die Realität besser nach, weshalb dieses Modell für die Auswertung verwendet wurde.

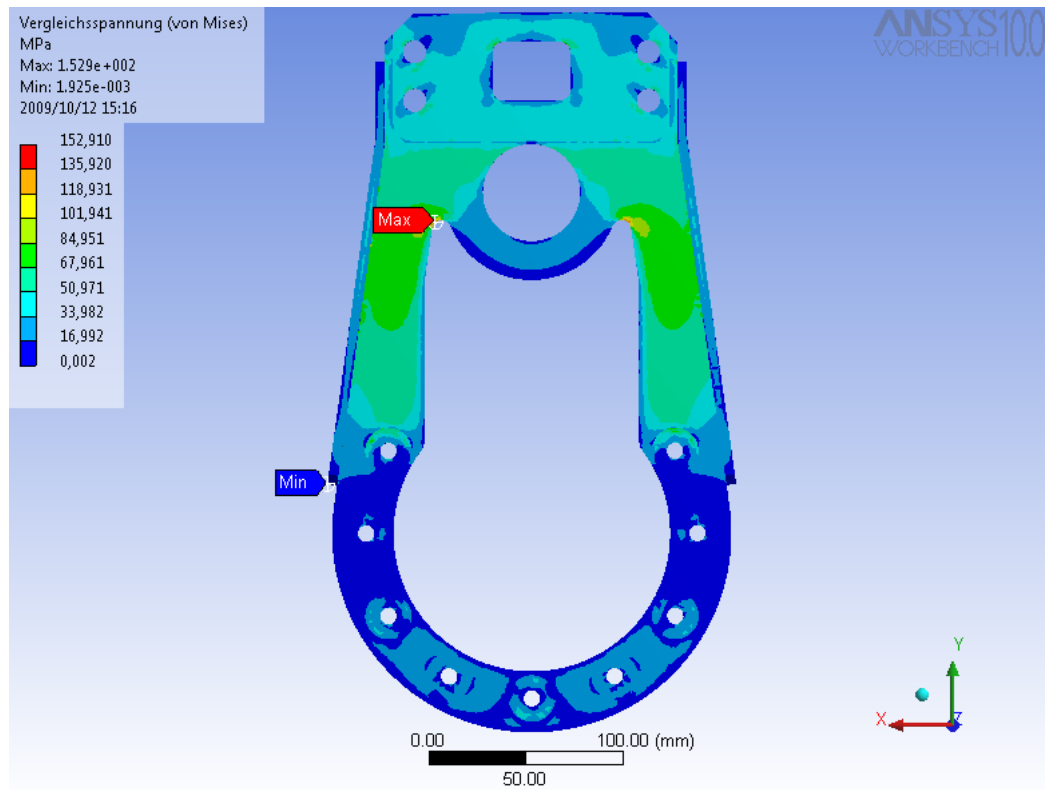


Abbildung 8.2 Bremsanker im Verbund gerechnet (Bolzen und Rahmen ausgeblendet)

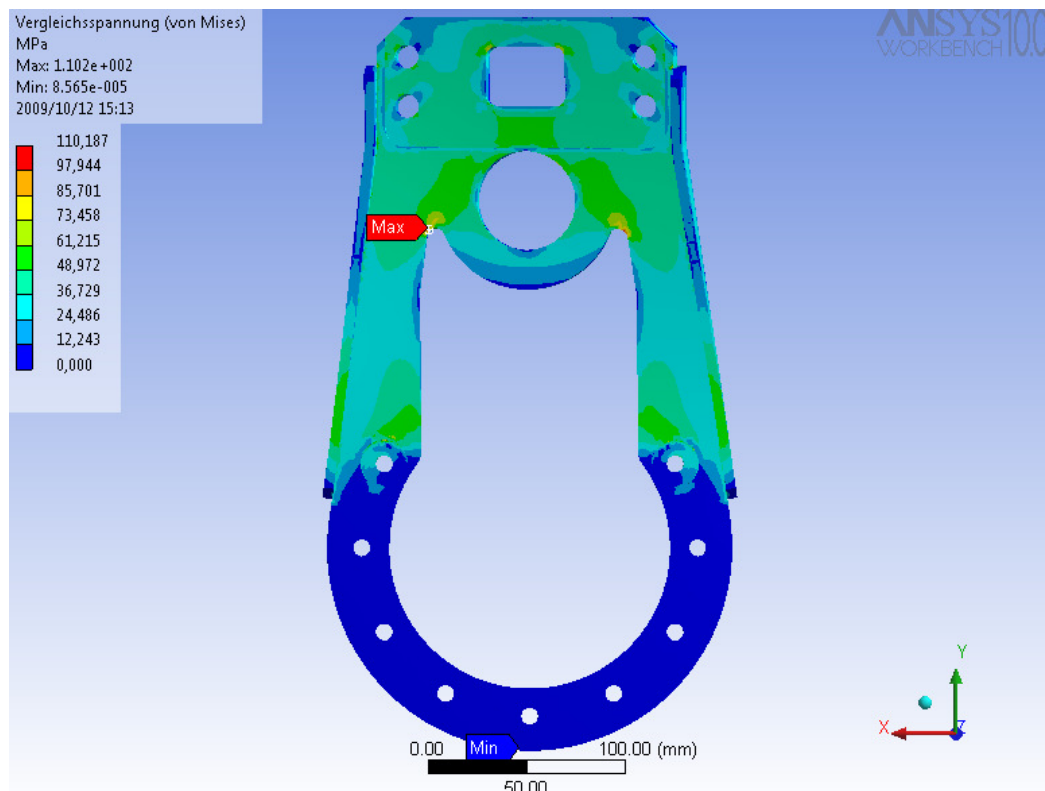


Abbildung 8.3 Bremsanker mit starrer Lagerung gerechnet

8.2 Die Trommel

Ähnlich der Lagerung des Bremsankers wurde die Trommel zunächst an Ihren Verschraubungspunkten gelagert (Abbildung 8.4).

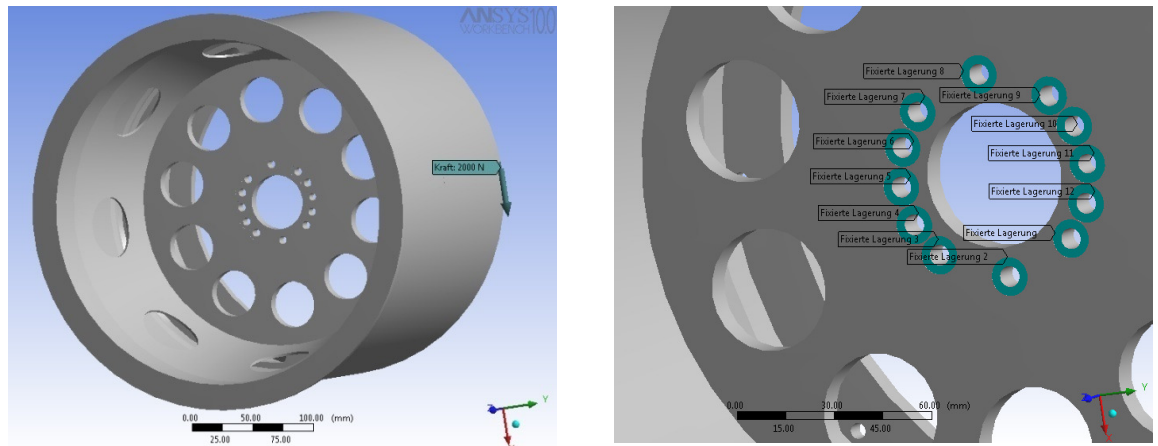


Abbildung 8.4 Trommel mit fixierter Lagerung

Durch die steife Lagerung tritt der Effekt auf, dass der Übergang der Spannungsfelder an den Verschraubungspunkten sprunghaft erfolgt (Abbildung 8.5).

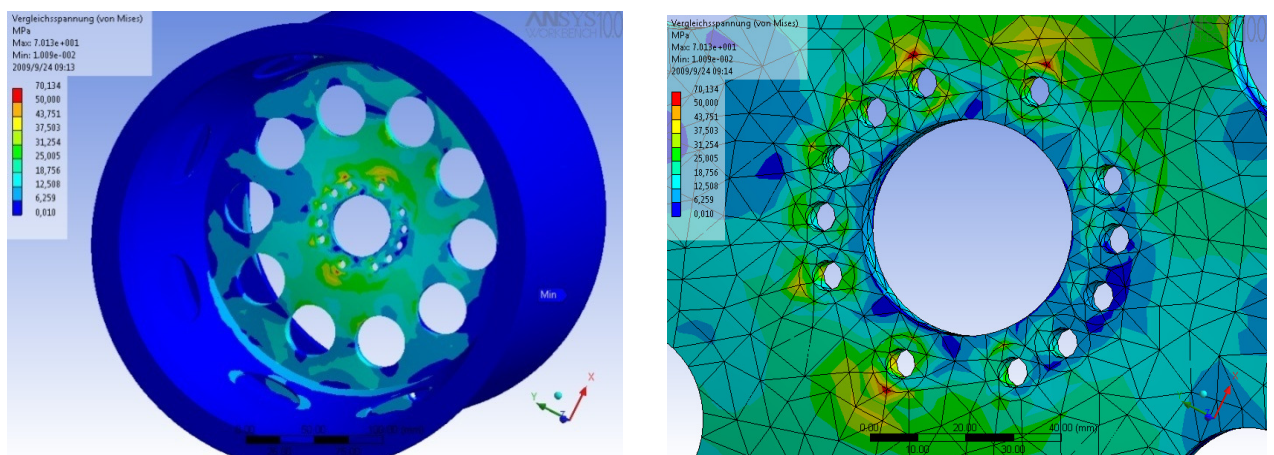


Abbildung 8.5 Spannungsauswertung Trommel mit fixierter Lagerung

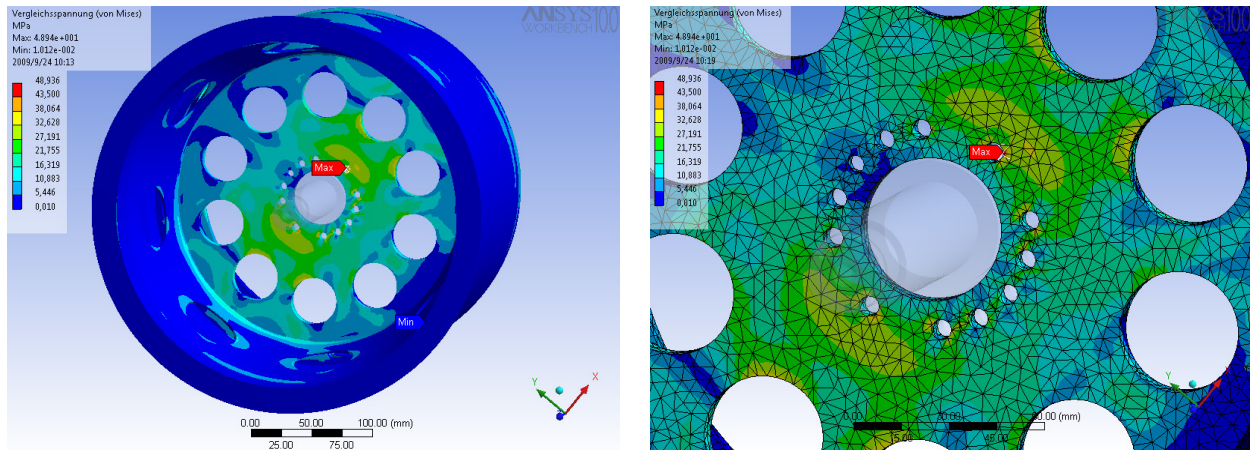


Abbildung 8.6 Spannungsauswertung Trommel im Verbund gerechnet (Welle ausgeblendet)

Nachdem aber der Gedanke der weniger steifen Lagerung des Bremsankers erkannt war, wurde die Lagerung der Trommel ebenfalls verändert. Die Lagervariante mit Welle bildet die realen Bedingungen besser ab und die Spannungsverläufe der Trommelabendscheibe verlaufen harmonischer (Abbildung 8.6).

9 Weitere Nachweise

In den bisherigen Abschnitten wurde bereits der Grundwerkstoff nachgewiesen. Im Folgenden sind die Schweißnahtpositionen sowie die Welle Untersuchungsgegenstand. Des Weiteren erfolgt zusätzlich eine Betrachtung zum Bremsankermoment.

9.1 Nachweis der Schweißnähte am Grundgestell

9.1.1 Nachweis der Kehlnähte am Grundgestell

Der Nachweis der Doppelkehlnaht erfolgt nach DIN 18800 [16]

$a=3 \text{ mm}$

$t_1=10 \text{ mm}$

$t_2= t_{\min}= 6 \text{ mm}$

$a_r=2a=6 \text{ mm}$, Bedingung $a_r \leq t_{\min}$ erfüllt

Dabei wird die Grenzschweißnahtspannung $\sigma_{w,R,d}$ mit [16] (Gleichung 74) berechnet .

$$\sigma_{w,R,d} = \alpha_w \cdot f_{y,k} / \gamma_M$$

α_w = Wert für Grenzschweißnahtspannung= 0,95

[16], Zeile 11, Tabelle19; Zeile 4+5, Tabelle 21

$f_{y,k}$ = Streckgrenze= 240 N/mm^2

[16], Tabelle 1, Zeile 1

γ_M = Teilsicherheitsbeiwert für die Widerstandsgrößen =1,1

(Nachweis der Tragsicherheit [16], (Gleichung 19))

$$\sigma_{w,R,d} = 0,95 \cdot \frac{240 \text{ N/mm}^2}{1,1} = 207,27 \text{ N/mm}^2$$

Vergleichswert der vorhandenen Schweißnahtspannung $\sigma_{w,v}$:

Nach [16] sind die Spannungen im Schweißnahtkoordinatensystem auszuwerten, wobei nur die Komponenten σ_{\perp} sowie τ_{\parallel} und τ_{\perp} zu berücksichtigen sind. Die Normalspannung parallel zur Schweißnaht σ_{\parallel} ist nicht zu berücksichtigen.

Die Position der höchstbeanspruchten Kehlnaht wird näherungsweise aus dem Ort der maximalen von Mises Vergleichsspannung bestimmt. Diese tritt an der in Abbildung 9.1 mit Max bezeichneten Position auf.

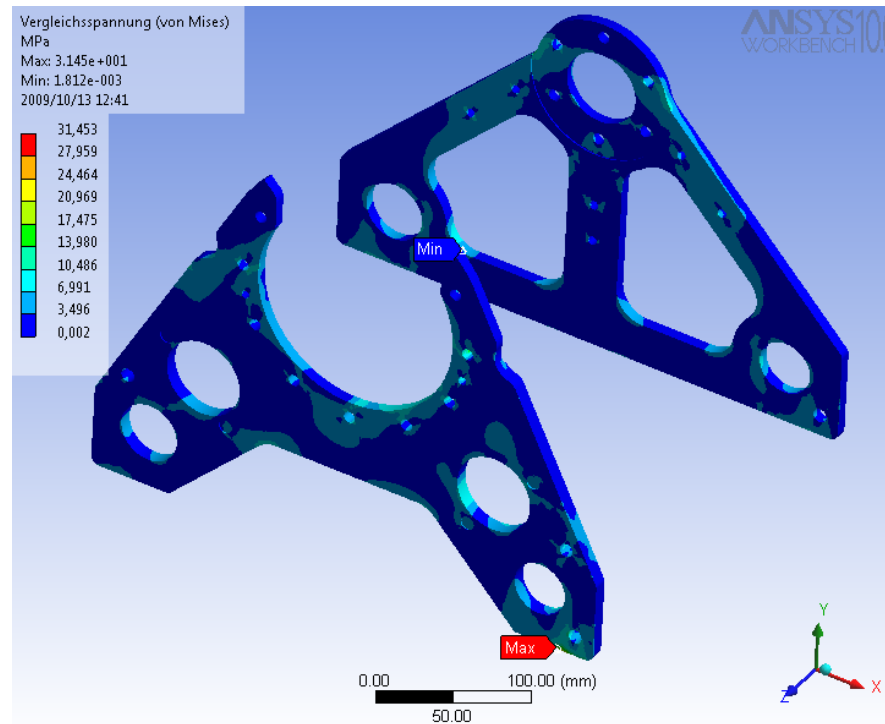


Abbildung 9.1 maximale von Mises Vergleichsspannung am Rahmen

Um zu vermeiden, dass diese Positionswahl durch eine für den Schweißnahtnachweis nicht maßgebende Parallelkomponente σ_{\parallel} dominiert wird, erfolgt gleichzeitig eine Kontrolle, ob an dieser Position die Senkrechtkomponente σ_{\perp} den Maximalwert annimmt.

Von der Gestellfrontplatte gehen die Kräfte durch die Schweißnaht in die Gestellprofile. Abb. 9.1 bis 9.4 zeigen die Spannungen in der Gestellfrontplatte bereits im Schweißnahtkoordinatensystem. Die Wanddicke der Gestellfrontplatte beträgt $t=10$ mm, die rechnerische Schweißnahtdicke dagegen nur $a_r=6$ mm. Näherungsweise werden alle Spannungskomponenten entsprechend dem Dickenverhältnis linear auf den Schweißnahtquerschnitt über den Korrekturfaktor t/a_r umgerechnet.

Korrekturfaktor $t/a_r = 10\text{mm}/6\text{mm} = 1,67$

Abbildung 9.2 zeigt die Maximalspannung $\sigma_Y = -24,4 \text{ N/mm}^2$ in der Gestellfrontplatte, hieraus ergibt sich die senkrechte Maximalspannung in der Schweißnaht zu

$$\sigma_{\perp} = \sigma_Y \cdot t/a_r$$

$$\sigma_{\perp} = -24,4 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,67 = 40,8 \text{ N/mm}^2$$

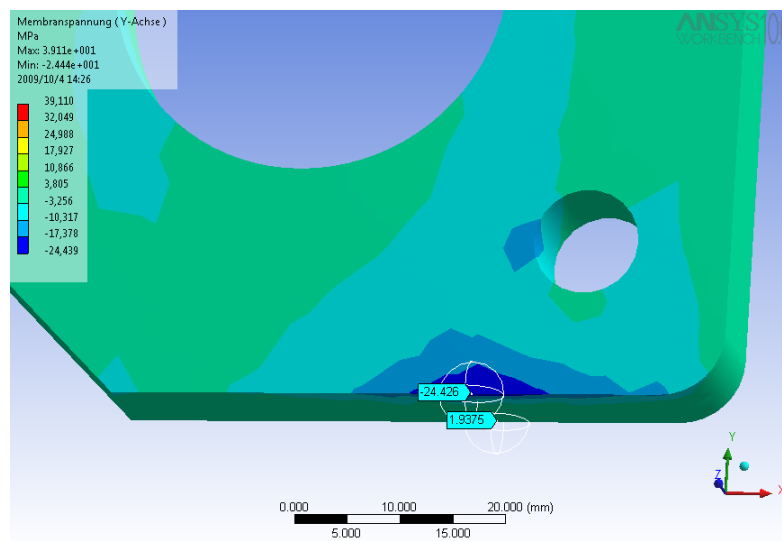


Abbildung 9.2 Spannungskomponente σ_Y zur Ermittlung von σ_{\perp}

Abbildung 9.2 bestätigt die über die Vergleichsspannung nach von Mises erfolgte Positionswahl, da hier gleichzeitig die Komponente σ_{\perp} ein Maximum annimmt.

Abbildung 9.3 zeigt die Maximalspannung $\tau_{XY} = 4,2 \text{ N/mm}^2$ in der Gestellfrontplatte, hieraus ergibt sich die Parallelkomponente der Schubspannung in der Schweißnaht zu

$$\tau_{||} = \tau_{XY} \cdot t/a_r$$

$$\tau_{||} = 4,2 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,67 = 7,01 \text{ N/mm}^2$$

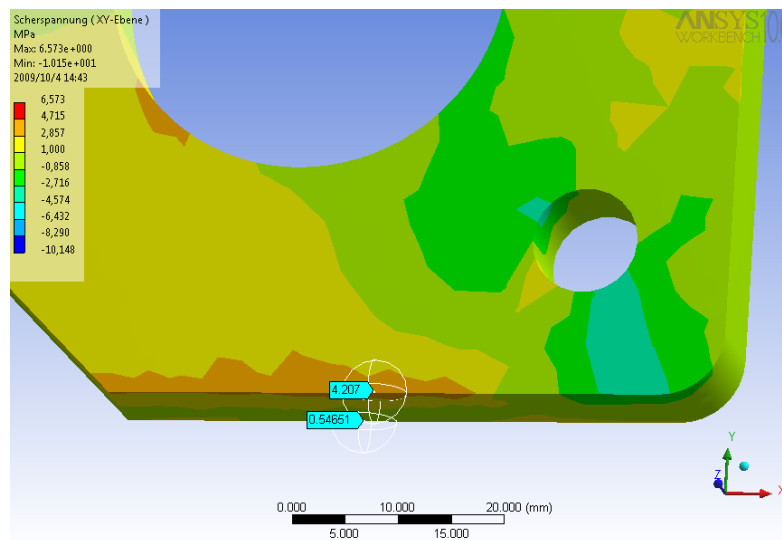


Abbildung 9.3 Spannungskomponente τ_{XY} zur Ermittlung von τ_{II}

Abbildung 9.4 zeigt die Maximalspannung $\tau_{XY} = 4,2 \text{ N/mm}^2$ in der Gestellfrontplatte, hieraus ergibt sich die Parallelkomponente der Schubspannung in der Schweißnaht zu

$$\tau_{II} = \tau_{YZ} \cdot t/a_r$$

$$\tau_{II} = 8,7 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,67 = 14,5 \text{ N/mm}^2$$

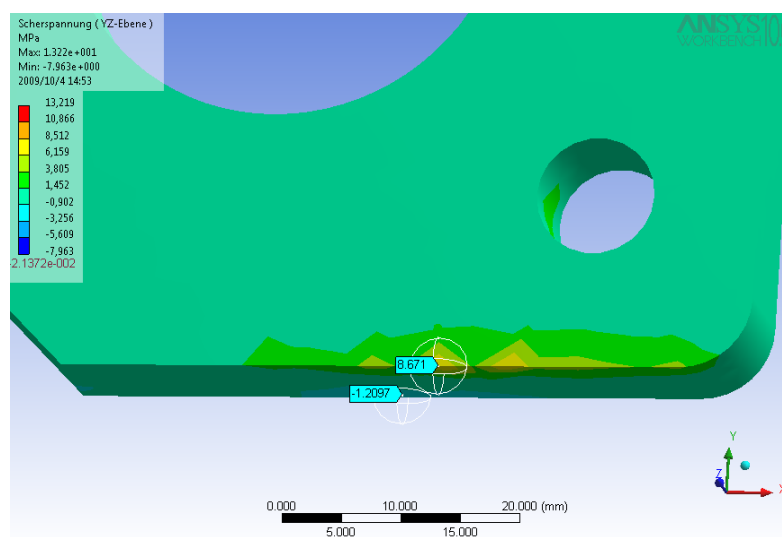


Abbildung 9.4 Spannungskomponente τ_{YZ} zur Ermittlung von τ_{II}

Die Vergleichsspannung berechnet sich mit den zuvor ermittelten Komponenten.

$$\sigma_{w,v} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2 + \tau_{II}^2}$$

$$\sigma_{w,v} = \sqrt{(40,8 \text{ N/mm}^2)^2 + (14,5 \text{ N/mm}^2)^2 + (7,01 \text{ N/mm}^2)^2}$$

$$\sigma_{w,v} = 43,8 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{\sigma_{w,v}}{\sigma_{w,R,d}} = \frac{43,8 \text{ N/mm}^2}{207,27 \text{ N/mm}^2} \leq 1$$

Die vorhandene Schweißnahtspannung überschreitet die Grenzschweißnahtspannung nicht.

9.1.2 Nachweis der HV-Nähte am Grundgestell

Mit den HV-Nähten werden die oberen Stege der Gestellprofile mit der Gestellfrontplatte verschweißt. Die Position der höchstbeanspruchten Naht wird wie bereits in Abschnitt 9.1.1 beschrieben ermittelt.

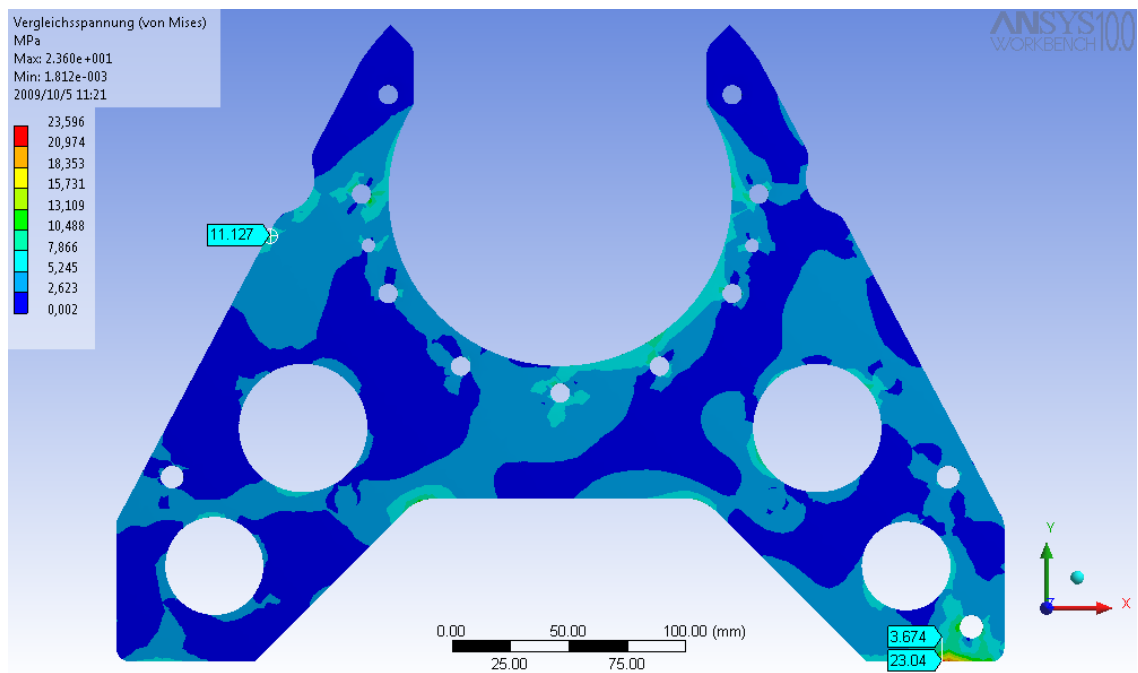


Abbildung 9.5 maximale von Mises Vergleichsspannung an der Gestellfrontplatte

Nachweis der HV-Nähte erfolgt nach DIN 18800 wobei die Grenzsweißnahtspannung $\sigma_{w,R,d}$ mit

$\sigma_{w,R,d} = \alpha_w \cdot f_{y,k} / \gamma_M$ [1] (Gleichung 74) berechnet wird.

Gestellfrontplatte: $t_1 = 10$ mm

Gestellprofil $t_2 = 6$ mm

Für die Schweißnahtdicke gilt $a = t_1 = 10$ mm

α_w = Wert für Grenzsweißnahtspannung = 0,95

[1], Zeile 4 in Tabelle 19; Zeile 3 in Tabelle 21

$f_{y,k}$ = Streckgrenze = 240 N/mm^2

[1], Tabelle 1, Zeile 1

γ_M = Teilsicherheitsbeiwert für die Widerstandsgrößen = 1,1

(Nachweis der Tragsicherheit [1], (Gleichung 19))

$$\sigma_{w,R,d} = 0,95 \cdot \frac{240 \text{ N/mm}^2}{1,1} = 207,27 \text{ N/mm}^2$$

Der Vergleichswert der vorhandenen Schweißnahtspannung:

Von der Gestellfrontplatte gehen die Kräfte durch die Schweißnaht in die Gestellprofile. Die Wanddicke der Gestellfrontplatte sowie die rechnerische Schweißnahtdicke betragen jeweils 10 mm. Eine Korrektur der Spannungskomponenten im Schweißnahtquerschnitt ist daher nicht mehr erforderlich..

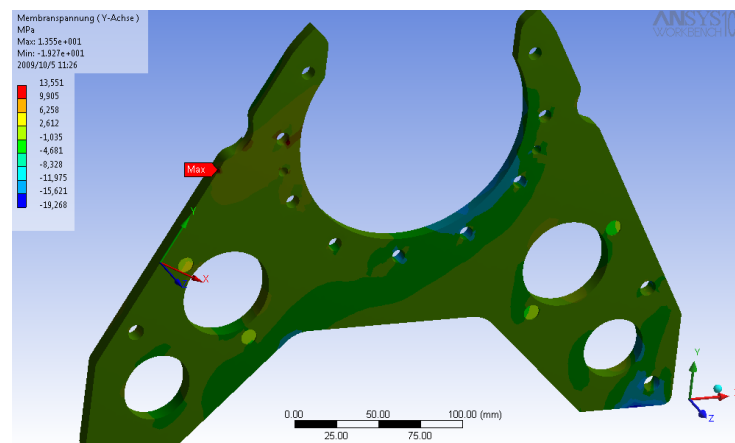


Abbildung 9.6 lokales Koordinatensystem HV-Naht

Abb. 9.6 zeigt das lokale Koordinatensystem der HV-Naht. Nachfolgende Spannungen beziehen sich auf das lokale Koordinatensystem.

Abbildung 9.5 zeigt die beiden maximal beanspruchten HV- und Kehlnaht Positionen, für diese sind in Tabelle 9.1 die Mises Vergleichsspannungen aufgeführt. Abbildung 9.7 gibt einen Überblick über alle Schweißnähte, für diese enthält Tabelle 9.1 die senkrechten Spannungskomponenten. Sowohl die Vergleichsspannungen als auch die senkrechten Spannungskomponenten sind an den HV- Nahtpositionen deutlich geringer als an den bereits im Kapitel 9.1.1. berechneten Kehlnahtposition. Da die Grenzsweißnahtspannung $\sigma_{w,R,d}$ in der HV-Naht und in der Kehlnaht identisch sind, ist der Nachweis für die HV-Nähte mit abgedeckt.

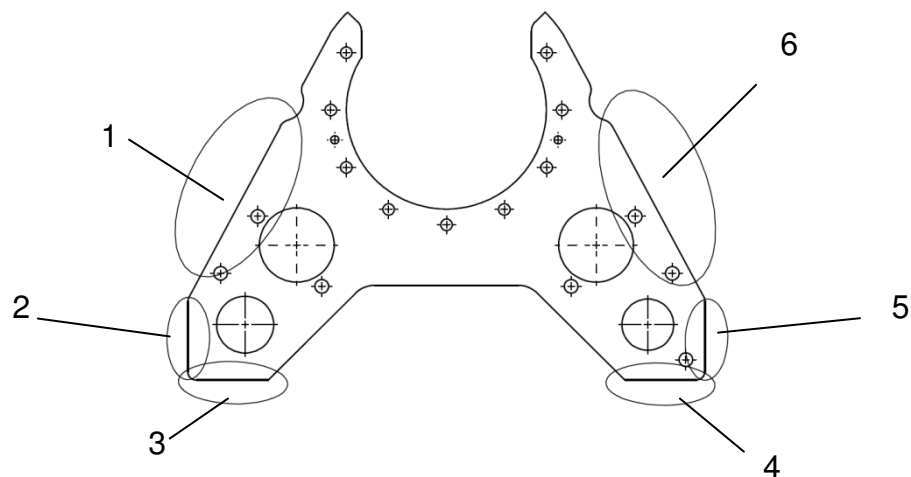


Abbildung 9.7 Positionen der Spannungskomponenten σ_{\perp}

	HV-Naht		Kehlnaht			
Position	1	6	2	3	4	5
σ_{\perp} (N/mm ²)	13,4	-4,3	0,5	6,2	-24,4	-2,2
σ_v (N/mm ²)	11,1	3,4	2,7	6,4	-23,0	3,1

Tabelle 9.1 maximale Spannung σ_{\perp} / σ_v an den Schweißnähten

9.2 Statischer-/dynamischer Festigkeitsnachweis der belasteten Welle

Damit die Systeme vergleichbar sind, wird die verlängerte Welle aus Abschnitt 4.1.2.2 verwendet. Die Auswertung erfolgt jedoch nur auf der rechten Seite der Welle.

Weiterhin wird das Antriebsmoment des Motors vernachlässigt, da es nur auf den linken Teil der verlängerten Welle wirkt.

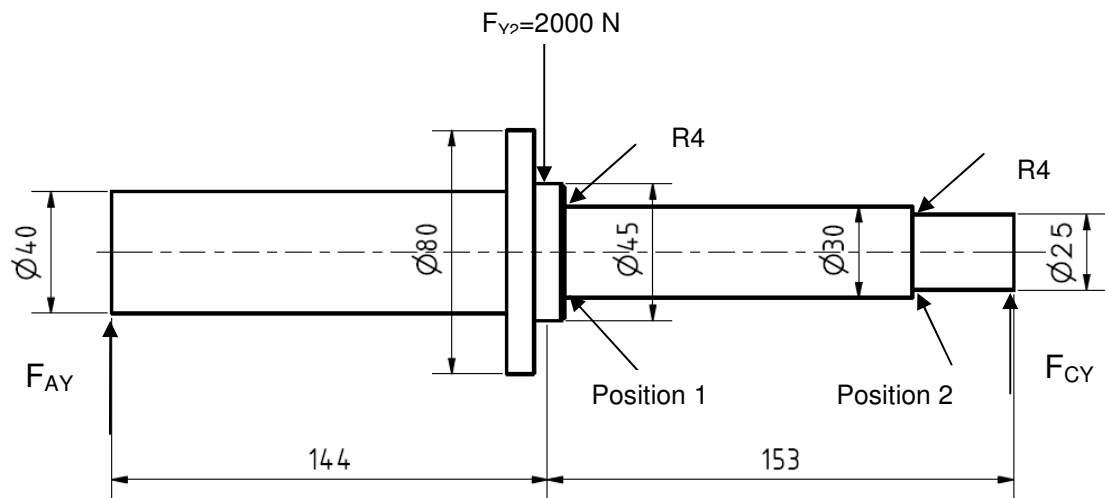


Abbildung 9.8 idealisierte Welle

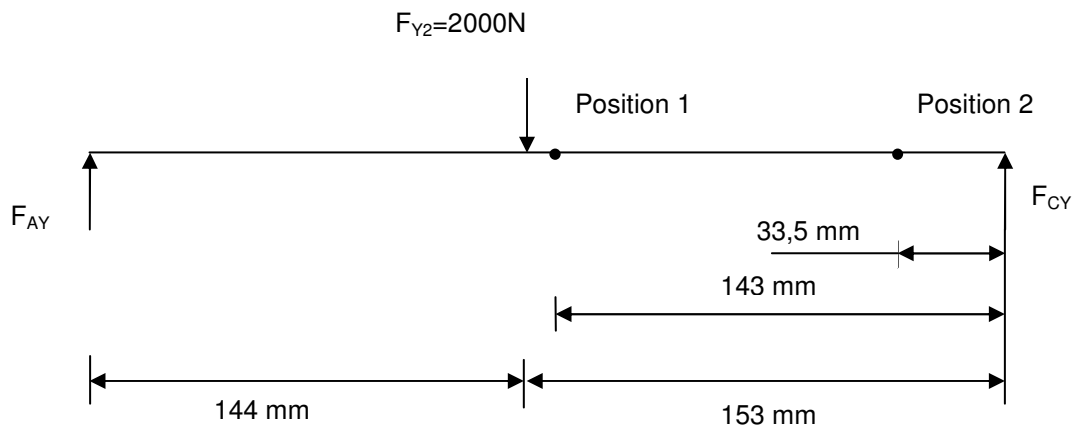


Abbildung 9.9 Kräfte an der idealisierten Welle

$$\uparrow: -F_{Y2} + F_{CY} + F_{AY} = 0$$

$$F_{CY} = F_{Y2} - F_{AY}$$

$$F_{CY} = \mathbf{970N}$$

$$M_C : -F_{AY} \cdot 297\text{mm} + F_{Y2} \cdot 153\text{mm} = 0$$

$$F_{AY} = F_{Y2} \cdot \frac{153\text{mm}}{297\text{mm}}$$

$$F_{AY} = \mathbf{1030N}$$

$$M_{\text{res1}} = F_{CY} \cdot 143 \text{ mm} = \mathbf{138667,1 \text{ Nmm}}$$

$$M_{\text{res2}} = F_{CY} \cdot 33,5 \text{ mm} = \mathbf{32484,95 \text{ Nmm}}$$

Für den statischen Festigkeitsnachweis werden die Gleichungen des Ablaufplanes nach [2] Bild 11- 23 verwendet. Die Welle ist in dem Teil der betrachtet wird auf reine Biegung belastet, damit entfällt der Anteil der Torsion.

Position 1
 $D_1=45 \text{ mm}$
 $d_1=30 \text{ mm}$
 $r_1=4 \text{ mm}$

Position 2
 $D_2=30 \text{ mm}$
 $d_2=25 \text{ mm}$
 $r_2=4 \text{ mm}$

Ermittlung $\sigma_{bw N}, R_{p0,2}$ nach [10] Tab.1-1 mit der Stahlsorte S235

Position 1
 $\sigma_{bw N1} = \mathbf{180 \text{ N/mm}^2}$
 $R_{p0,2;1} = \mathbf{235 \text{ N/mm}^2}$

Position 2
 $\sigma_{bw N2} = \mathbf{180 \text{ N/mm}^2}$
 $R_{p0,2;2} = \mathbf{235 \text{ N/mm}^2}$

Berechnung des axialen Widerstandmomentes W

$$W = \pi d^3/32$$

Position 1
 $W_1 = \mathbf{2650,7 \text{ mm}^3}$

Position 2
 $W_2 = \mathbf{1533 \text{ mm}^3}$

Berechnung des maximalen Biegemomentes mittels Anwendungsfaktor K_A der mit dem Wert 1,3 angenommen wird.

$$M_{\text{Max}} = K_A \cdot M_{\text{res}}$$

$$\text{Position 1} \\ \mathbf{M_{\text{Max1}} = 180267,2 \text{ Nmm}}$$

$$\text{Position 2} \\ \mathbf{M_{\text{Max2}} = 42239,4 \text{ Nmm}}$$

Daraus ergibt sich die maximale Biegespannung σ_{bmax} mit

$$\sigma_{\text{bmax}} = M_{\text{Max}} / W$$

$$\text{Position 1} \\ \mathbf{\sigma_{\text{bmax1}} = 68 \text{ N/mm}^2}$$

$$\text{Position 2} \\ \mathbf{\sigma_{\text{bmax2}} = 27,6 \text{ N/mm}^2}$$

Ermittlung K_t nach [10] Tab.3-11a; $d = 80\text{mm}$; Nitrierstähle und Baustähle (Zugfestigkeit)

$$\mathbf{K_t = 1} \text{ (gilt für Position 1 und Position 2)}$$

Berechnung der Biegefließgrenze σ_{bF}

$$\sigma_{\text{bF}} = 1,2 \cdot K_t \cdot R_{p0,2}$$

$$\mathbf{\sigma_{\text{bF}} = 282 \text{ N/mm}^2} \text{ (gilt für Position 1 und Position 2)}$$

Die statische Sicherheit gegen Fließen ergibt sich dann zu

$$S_F = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_{\text{bmax}}}{\sigma_{\text{bF}}} \right)}$$

$$\text{Position 1} \\ \mathbf{S_{F1} = 4,14}$$

$$\text{Position 2} \\ \mathbf{S_{F2} = 10,2}$$

Nach Tabelle 3-14 ist eine Mindestsicherheit von 1,5 vorgeschrieben, die in beiden Positionen erfüllt wird.

Für den dynamischen Festigkeitsnachweis werden die Gleichungen des Ablaufplanes nach [2] Bild 11-23 verwendet. Die Welle ist in dem Teil der untersucht wird auf Biegung belastet, eine Belastung durch Torsion tritt bei der Welle nicht auf.

$$\sigma_{ba} = M_{Max}/W$$

Position 1
 $\sigma_{ba1} = 68 \text{ N/mm}^2$

Position 2
 $\sigma_{ba2} = 27,6 \text{ N/mm}^2$

Ermittlung des Konstruktionsfaktors K_{Db} nach [9] Ablaufplan A 3-3

β_{kb} Probe ist nicht bekannt, daher

α_{kb} nach [10] Tab.3-6 d

$D/d = 1,5$
 $r/d = 0,13$
 $\alpha_{kb1} = 1,59$

$D/d = 1,2$
 $r/d = 0,16$
 $\alpha_{kb2} = 1,45$

Bestimmen von n_b nach [10] Tab.3-7

$$G' = \frac{2,3}{r} \cdot (1 + \varphi)$$

$\varphi = 1$ da $(D-d)/d \leq 0,5$ (gilt für beide Positionen)

$$G' = 1,15$$

$$n_b = 1,27 \text{ (gilt für Position 1 und Position 2)}$$

Ermitteln von β_{kb}

$$\beta_{kb} = \alpha_{kb} / n_b$$

Position 1
 $\beta_{kb1} = 1,25$

Position 2
 $\beta_{kb2} = 1,14$

Bestimmen von K_g nach [10] Tab 3-11c

$$K_g \approx 1 - 0,2 \cdot \frac{\lg\left(\frac{d}{7,5\text{mm}}\right)}{\lg 20}$$

Position 1
 $K_{g1}=0,9$

Position 2
 $K_{g2}=0,92$

Bestimmen von $K_{0\sigma}$ [10] Tab.3-10

$K_{0\sigma} \approx 0,96$ (gilt für Position 1 und Position 2)

Bestimmen von K_v nach [10] Tab.3-12

$K_v = 1,0$ (gilt für Position 1 und Position 2)

$$K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{0\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v}$$

Position 1
 $K_{Db1}=1,43$

Position 2
 $K_{Db2}=1,28$

Bestimmen von σ_{bGW} nach[9] Ablaufplan A 3-4

$$\sigma_{bGW} = K_t \cdot \sigma_{bWN} / K_{Db}$$

Position 1
 $\sigma_{bGW}=125,8 \text{ N/mm}^2$

Position 2
 $\sigma_{bGW}=140,6 \text{ N/mm}^2$

Die dynamische Beanspruchung ergibt sich dann zu

$$S_D = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGW}} \right)}$$

Position 1
 $S_{D1}=1,85$

Position 2
 $S_{D2}=5,1$

Nach Tab.3-14 sind S_{Dmin} mit 1,5 und S_z mit 1,2 anzunehmen,

$$S_{Derf} = 1,5 \cdot 1,2$$

$S_{Derf} = 1,8$ (gilt für Position 1 und Position 2)

Damit ist die vorhandene Sicherheit in beiden Positionen gegen dynamische Beanspruchung ausreichend.

9.3 Überschlägige Berechnung der Durchbiegung der abgesetzten Welle

Die Berechnung der abgesetzten Welle wird von Hand vorgenommen. Nach [2] S.337 lässt sich die Durchbiegung der abgesetzten Welle mit

$$f = f_A + \frac{a}{l} \cdot (f_B - f_A)$$

berechnen.

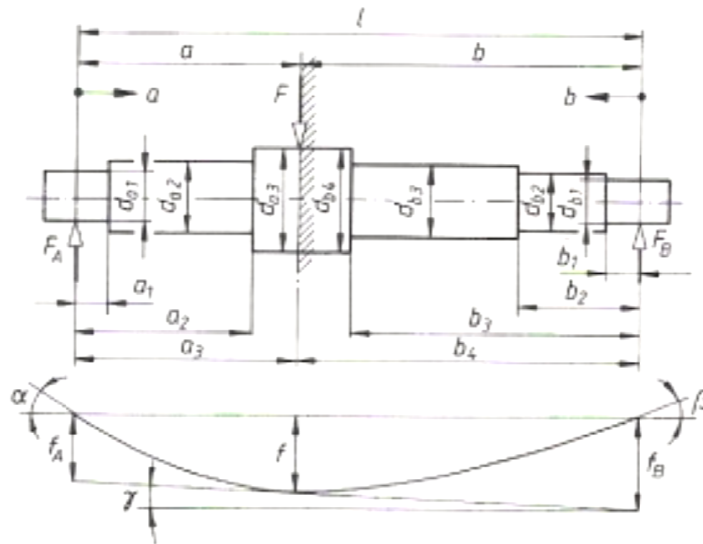


Abbildung 9.10 „Zweifach gelagerte, abgesetzte Welle mit Punktlast“ [2] S.337

f... Durchbiegung unter der Last F_y

f_A / f_B ... Durchbiegung die durch die jeweilige Lagerkraft hervorgerufen wird

a/ b ... Entfernung Auflager zum Ort der Krafteinleitung

l... Gesamtlänge der Welle

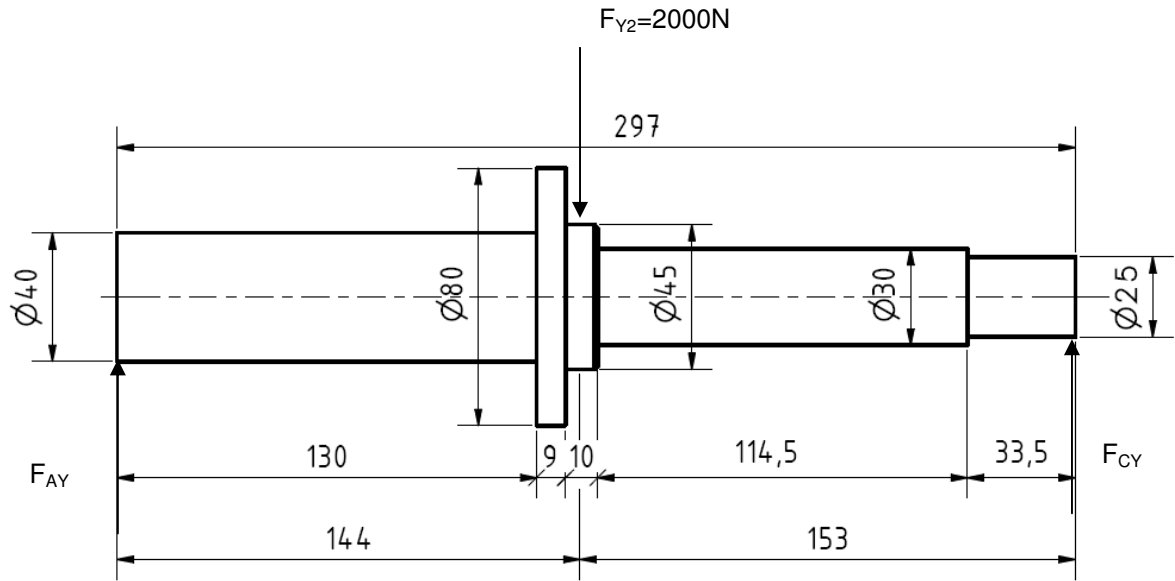


Abbildung 9.11 Zweifach gelagerte, abgesetzte, idealisierte Welle mit Punktlast

$$f_A = \frac{6,79 \cdot F_A}{E} \cdot \left(\frac{a_1^3}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^3 - a_1^3}{d_{a2}^4} + \frac{a_3^3 - a_2^3}{d_{a3}^4} + \dots \right)$$

$$f_A = \frac{6,79 \cdot 1027N}{\frac{210000N}{mm^2}} \cdot \left(\frac{130^3}{40^4} + \frac{139^3 - 130^3}{80^4} + \frac{144^3 - 139^3}{45^4} \right)$$

$$f_A = 0,0289 \text{ mm}$$

$$f_B = \frac{6,79 \cdot F_B}{E} \cdot \left(\frac{b_1^3}{d_{b1}^4} + \frac{b_2^3 - b_1^3}{d_{b2}^4} + \frac{b_3^3 - b_2^3}{d_{b3}^4} + \dots \right)$$

$$f_B = \frac{6,79 \cdot 967N}{210000N/mm^2} \cdot \left(\frac{33,5^3}{25^4} + \frac{148^3 - 33,5^3}{30^4} + \frac{153^3 - 148^3}{45^4} \right)$$

$$f_B = \frac{6,79 \cdot F_B}{E} \cdot \left(\frac{b_1^3}{d_{b1}^4} + \frac{b_2^3 - b_1^3}{d_{b2}^4} + \frac{b_3^3 - b_2^3}{d_{b3}^4} + \dots \right)$$

$$f_B = 0,129 \text{ mm}$$

$$f = 0,0289 \text{ mm} + \frac{144 \text{ mm}}{297 \text{ mm}} \cdot (0,129 \text{ mm} - 0,0289 \text{ mm})$$

$$f = 0,051 \text{ mm}$$

Aus dieser Rechnung ergibt sich eine Durchbiegung der abgesetzten Welle von 0,051 mm, wobei obige Betrachtung von punktförmig angreifenden Kräften ausgeht.

Außerdem ist zu beachten, dass die Durchbiegung auf Grundlage der idealisierten Welle abgeschätzt wurde und hierbei der Bereich des Motors

einschließlich der angeschlossenen Teile durch den linken Ersatzwellenbereich abgebildet und damit die unterschiedlichen Steifigkeiten dieser einzelnen Bauteile nicht betrachtet wurde.

9.4 Das Moment am Bremsanker

Ziel dieser Untersuchung ist es, den Einfluss einer möglichen Verdrehstützung des Bremsankers durch die Bremsscheibe und die damit verbundene Verringerung des Momentes M_{Brems} am Bremsanker abzuschätzen. Das System in Abbildung 9.12 zeigt den Bremsanker als feste Einspannung, die Bremsscheibe ist so gelagert, dass sie sich nicht verdrehen, aber verschieben kann.

Im nächsten Schritt wird nun die verdrehverhinderte Lagerung der Bremsscheibe durch das Lagermoment M_B ersetzt, welches eine Größe annehmen muss, damit die Verdrehung φ_B am Punkt B genau 0 ergibt.

Das System ist einfach statisch unbestimmt da die 4 Lagerkräfte nicht allein über die 3 Gleichgewichtsbedingungen bestimmt werden können.

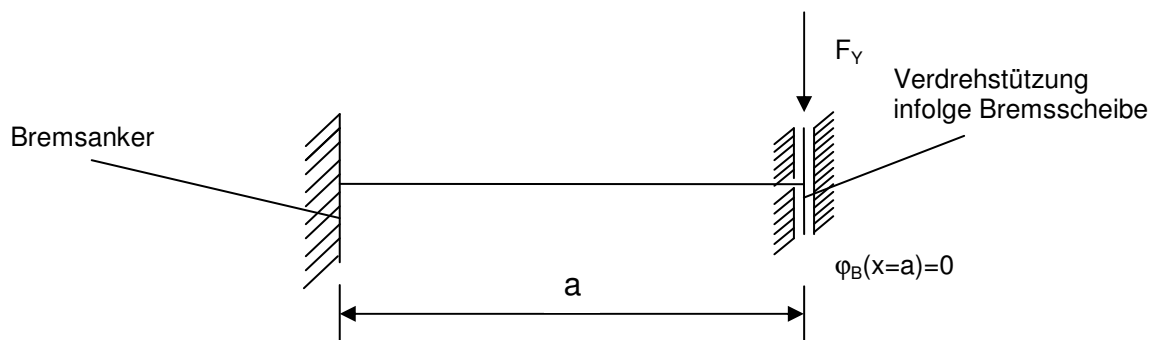


Abbildung 9.12 Verdrehstützung des Bremsankers durch die Bremsscheibe 1

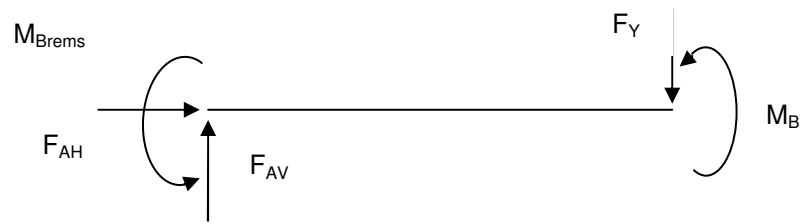


Abbildung 9.13 Verdrehstützung des Bremsankers durch die Bremsscheibe 2(Kräfte/Momente)

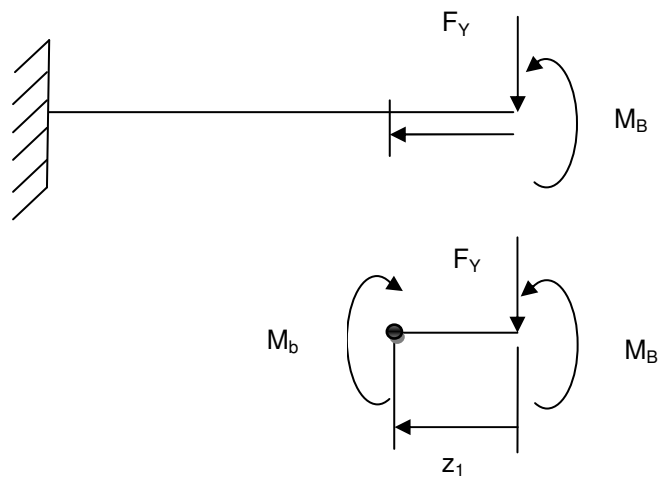
$$\rightarrow : A_H = 0$$

$$\uparrow : F_{AV} - F_Y = 0 \quad A_V = F_Y$$

$$\curvearrowleft A : M_{Brems} + M_B - F_Y \cdot a = 0$$

$$M_{Brems} = F_Y \cdot a - M_B$$

Momentenverlauf



$$\curvearrowleft \bullet : M_{b1} + F_Y \cdot z_1 - M_B = 0$$

$$M_{b1} = M_B - F_Y \cdot z_1$$

i	M_{bi}	$\frac{\partial M_{bi}}{\partial M_B}$	Grenzen
1	$M_B - F_Y \cdot z_1$	1	$0 \rightarrow a$

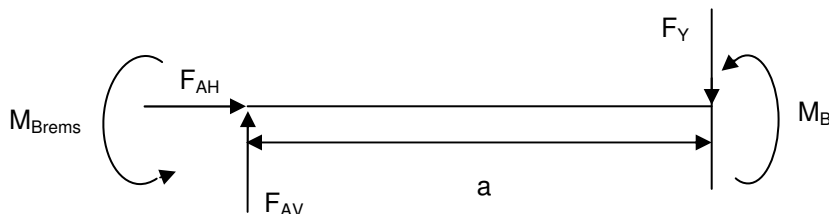
$$\frac{\partial W}{\partial M_B} = 0 = \int_0^a \frac{M_{b1}}{EI} \frac{\partial M_{b1}}{\partial M_B} dz_1 = \frac{1}{EI} \int_0^a (M_B - F_Y z_1) \cdot 1 dz_1$$

$$0 = \frac{1}{EI} \left[M_B \cdot a - F_Y \cdot \frac{a^2}{2} \right]$$

$$0 = M_B \cdot a - F_Y \cdot \frac{a^2}{2} \quad M_B \cdot a = F_Y \cdot \frac{a^2}{2}$$

Damit ergibt sich für das unbekannte Lagermoment: $M_B = \frac{1}{2} \cdot F_Y \cdot a$ (4)

Daraus folgt:



(1) $F_{AH} = 0$

(2) $F_{AV} = F_Y$

(3) $M_{B\text{rems}} = F_Y \cdot a - M_B$ (4) $= F_Y \cdot a - \frac{1}{2} F_Y \cdot a$

$$M_{B\text{rems}} = \frac{1}{2} F_Y \cdot a$$

D.h., das Moment im Punkt A würde sich halbieren, jedoch entspricht die Bremsscheibenwirkung keiner idealen Einspannung mit einer Neigung $\varphi_B = 0$. Daher wird die Abminderung in der Realität geringer sein.

Obige Betrachtung ist eine theoretische Überlegung, genaue Anhaltspunkte für eine tatsächlich stützende Wirkung der Bremsscheibe auf den Bremsanker sind nicht bekannt. Das Ergebnis der Berechnung für das Moment $M_{B\text{rems}} = \frac{1}{2} F_Y \cdot a$ ist daher ein rein theoretischer Wert und findet bei der Betrachtung des Bremsankers keine Anwendung.

10 ZUSAMMENFASSUNG

Ziel der Diplomarbeit war es, Spannungsuntersuchungen für die wesentlichen Bauteile der Winde vor Herstellung des Prototyps mittels FEM durchzuführen und gegebenenfalls Optimierungen vorzunehmen.

Mit Hilfe der aus den FEM- Analysen erhaltenen Daten ist es möglich, Aussagen über die statische Sicherheit der zu untersuchenden Bauteile zu treffen. Schraubenverbindungen sollten in diesem Zusammenhang nicht nachgewiesen werden.

Aus den Untersuchungen sind folgende Ergebnisse hervorgegangen:

Die Bauteile der Hubwinde wurden statisch mit dem FEM-Programm Ansys Workbench berechnet. Bis auf eine Ausnahme erfüllen alle untersuchten Bauteile die nach DIN 56950:2005-04 geforderte 2 fache Sicherheit.

Der Bremsanker musste auf Grund zu hoher Spannungen optimiert werden. Das Spannungsniveau konnte durch eine Überarbeitung der Konstruktion entscheidend reduziert werden. Des Weiteren erfolgte eine Gewichtsreduzierung.

Im nächsten Schritt wurde durch den Einsatz einer Aluminiumlegierung das Gewicht des Bauteiles noch einmal entscheidend verringert. Auch die Spannungen und Verformungen konnten reduziert werden.

Weiterhin wurden Untersuchungen zum Einfluss der Randbedingungseinbringung auf das Ergebnis der FEM- Untersuchung durchgeführt. Dabei stellte sich heraus, dass die starre Lagerung eines freigeschnittenen Bauteiles große Auswirkung auf das Untersuchungsergebnis haben kann. Unter bestimmten Voraussetzungen bildet eine weniger steife Lagerung das reale Verhalten von Bauteilen besser nach.

Durch Berechnungen wurde der statische und dynamische Festigkeitsnachweis für die eingesetzte Welle erbracht. Die Verformung der idealisierten Welle wurde überschlägig berechnet.

Die Kehlnähte und HV- Nähte des Grundrahmens wurden mit den jeweils höchsten Spannungen nachgewiesen.

Ein theoretischer Ansatz zur Verkleinerung des Momentes am Bremsanker infolge Stützwirkung durch die Bremsscheibe wurde hergeleitet.

11 AUSBLICK

In weiteren Betrachtungen sollte noch einmal der Einfluss der Laststellungen 1 und 3 an der Trommel auf den Rahmen und die weiteren Baugruppen untersucht werden. Die Optimierung muss auf weitere Bauteile wie beispielsweise Rahmen und Trommel ausgeweitet werden. Auch an diesen Teilen ist auf Grund der relativ geringen Spannungen größeres Potential hinsichtlich Gewichtsersparnis und Verringerung der Herstellungskosten gegeben. Die Untersuchungen der Bauteile beziehen sich in dieser Arbeit nur auf statische Betrachtungen, es sollten weitere Untersuchungen zum Ermüdungsverhalten der Bauteile durchgeführt werden.

12 Literaturverzeichnis

Bücher

- [1] Müller, G.; Groth, C.: FEM für Praktiker. 8. Aufl. Renningen: Expert, 2007
- [2] Muhs, D.; Wittel. H.; Jannasch D.; "...": Roloff/ Matek Maschinenelemente. 17. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2005
- [3] Dankert, J.; Dankert H.: Technische Mechanik. 3. Aufl. Wiesbaden: Teubner, 2004
- [4] Fischer, U.; Heinzler, M.; Näher, F.; "...": Tabellenbuch Metall. 44. Aufl. Haan Gruiten: Europa Lehrmittel, 2008
- [5] Grösel, B.: Bühnentechnik. 4.Aufl. Bad Vöslau: Oldenburg Verlag, 2007
- [6] Grote, K.-H. ; Feldhusen, J. "...": Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. 22. Aufl. Berlin: Springer, 2007
- [7] Autodesk: Autodesk Inventor 11. Erste Schritte. 22. Aufl. San Rafael, California: 2006
- [8] Gebhardt C. :Ansys DesignSpace, FEM- Simulation für Konstrukteure. München: Hanser, 2009
- [9] Muhs, D.; Wittel. H.; Jannasch D.; "...": Roloff/ Matek Maschinenelemente Formelsammlung. 17. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2005
- [10] Muhs, D.; Wittel. H.; Jannasch D.; "...": Roloff/ Matek Maschinenelemente Tabellen. 17. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2005
- [11] interne Untersuchung der Firma AMW zur Windenabschätzung, 2008

Normen

- [12] DIN 56950:2005-04
- [13] VDI 2230
- [14] DIN 15061
- [15] DIN 18800

Internet

[16] w-tech <www.servotechnik.de>: Nennbetriebsarten nach DIN VDE 0530 und IEC.

URL:

<http://images.google.de/imgres?imgurl=http://www.servotechnik.de/fachwissen/auslegung/ausl_s1.gif&imgrefurl=http://www.servotechnik.de/fachwissen/auslegung/f_beitr_00_707_z.htm&usg=__0TmtoaVQLLGm6g1hcOOHU3WoxII=&h=177&w=164&sz=2&hl=de&start=11&um=1&tbnid=702NYa06Q1iNTM:&tbnh=101&tbnw=94&prev=/images%3Fq%3DS1%2BBetrieb%2BMotor%26hl%3Dde%26sa%3DN%26um%3D1>, 26.10.2009

[17] Wikimedia Foundation Inc.<www.wikipedia.org>:Finite-Elemente-Methode

URL: < <http://de.wikipedia.org/wiki/Finite-Elemente-Methode>>,26.10.2009

13 ANLAGEN

- Anlage 1: Vergleich Ansys Classic und Ansys Workbench
- Anlage 2: Grundgestell verschweißt unbearbeitet
- Anlage 3: Gestellfrontplatte
- Anlage 4: Gestellprofil

Anlage 1

1 Vergleich Ansys Classic und Ansys Workbench

1.1 Ansys Classic

Es gibt viele Dateitypen die zum Datentransport zwischen CAD und FEM-Systemen verwendet werden können, wobei die bekanntesten Formate sat-/step-/igs- Dateien sind. All diese Formate haben Vor- und Nachteile .

Nach ausführlichen Tests erwies sich in vorliegender Arbeit, das sat- Format als geeignet für den Datentransfer zwischen Autodesk Invenor und Ansys 10 Classic. Die Zahl der Fehler und Fehlermeldungen beim Datenimport in Ansys war dabei äußerst gering. Allerdings mussten alle Bauteilbeziehungen erneut hergestellt werden. Ohne die Beziehungen zwischen den Bauteilen besteht eine Ansys Baugruppe nur noch aus Einzelvolumen.

Nach weiteren Versuchen mit Kontaktfindung zwischen Flächen von Bauteilen und der Generierung der Netze und Ihrer Feinheit zeigte sich, das Volumenmodelle aus CAD Anwendungen ein sehr komplexes Problem darstellen. Beispielsweise war es nicht möglich, das Netz der Trommel gröber als Elementsize 3 zu machen. Aus diesem Problem folgte eine Elementzahl beim Vernetzen, die weit über 800 000 Elementen lag. Der Gleichungslöser konnte diese hohe Zahl von Elementen nicht mehr verarbeiten. Versuche ein Mittelflächenmodell aus dem Volumenmodell der Trommel zu erzeugen mussten beim Versuch der Verbindung der einzelnen Flächen abgebrochen werden, da Ansys die Kontaktflächen nicht zuordnen konnte.

1.2 Ansys Workbench

Der Gedanke Ansys Workbench zu testen und auch einzusetzen bestand seit Beginn der Arbeit. Damit sollte eine Möglichkeit geschaffen werde, Ansys Classic und Workbench zu vergleichen.

Der Datenimport gestaltet sich einfacher, da es möglich ist, direkt im CAD-Programm Daten nach Ansys Workbench zu exportieren. Die Workbench ist damit im Stande, die meisten Dateiformate von Konstruktionsprogrammen zu lesen, ohne vorherige Umwandlung in einen neutralen Dateityp. Das ist zum einen ein großer Zeitgewinn, zum anderen entfällt damit das Problem des

Datenverlustes beim Formatwechsel. Zu den unterstützten Programmen gehören z.B. Solid Works, Inventor, Unigraphics, Pro/Engineer, Mechanical Desktop, Catia V4/V5, u.a.

Wird nun eine Baugruppe bestehend aus einzelnen Bauteilen geöffnet, so definiert Ansys den Kontaktbereich zwischen Bauteilen einer Baugruppe selbstständig, dabei kann der Anwender jederzeit Kontakte verändern oder neue hinzufügen.

In der Classic Version ist die Kontaktfindung allein dem Anwender überlassen. Dort kann es zu Problemen kommen, wenn zwei Flächen nicht aufeinander liegen. Diese Probleme können beseitigt werden, wenn mittels Move befehl ein Volumen näher an das andere heran gebracht wird. Die Flächen der Körper schneiden sich dann, was zu einer guten Kontaktfindung beiträgt. Damit kann es im Anschluss aber passieren, dass weitere angehangene Volumen ebenfalls verschoben werden müssen. Diese Art der Kontaktfindung ist relativ aufwändig, da bei jedem Move Befehl die Verschiebung im Raum angegeben werden muss und danach erneut versucht wird, über Glue den Kontakt herzustellen. Meist muss dieser Ablauf mehrmals wiederholt werden. Soll beispielsweise das Gestellprofil mit der Stützplatte verbunden werden, liegen die Probleme in den Runden und den schrägen Flächen der beiden Bauteile. Das Gestellprofil muss dann in kleinen Schritten ($\approx 0,01 \text{ mm}$) näher an die Stützplatte herangebracht werden.

Die Möglichkeiten der Vernetzung sind ähnlich derer in Classic. Über die Auswahl der Elementgröße im Ereignisbaum lässt sich die Elementgröße (mm) und das Kanten- Verhalten einstellen. Die Einstellung des Kantenverhaltens ist wichtig, da meist Ecken und Runden wichtige Stellen für Spannungsauswertungen sind.

Das Aufbringen von Randbedingungen geschieht ähnlich wie in Classic, wobei es u.a. nicht mehr nötig ist, die Knoten auf einer Fläche auszuwählen um eine Kraft aufzubringen. In Classic muss die Kraft durch die Anzahl der Knoten auf einer Fläche geteilt werden, wobei die Workbench Version nur eine Fläche benötigt um eine Kraft anzutragen. Die Verteilung der Kraft auf die Knoten der Fläche wird selbstständig vom Programm ausgeführt. Diese Art der Kraftaufbringung hat aber den Nachteil, dass es nicht mehr möglich ist nur

einen Teil einer Fläche mit einer Kraft zu beaufschlagen. Weiterhin ist es bei der Workbench jederzeit möglich, ein Moment auf Flächen aufzubringen.

Da der Solver zum Lösen der Gleichungen der gleiche ist, werden beispielsweise Lagerungen auf einer Fläche intern als Lagerungen an Knoten abgebildet.

Der Ablauf der Bearbeitung ist also intern gleich, jedoch ist die Oberfläche von Ansys Workbench einfacher aufgebaut und dem Benutzer wird das Arbeiten damit erleichtert.

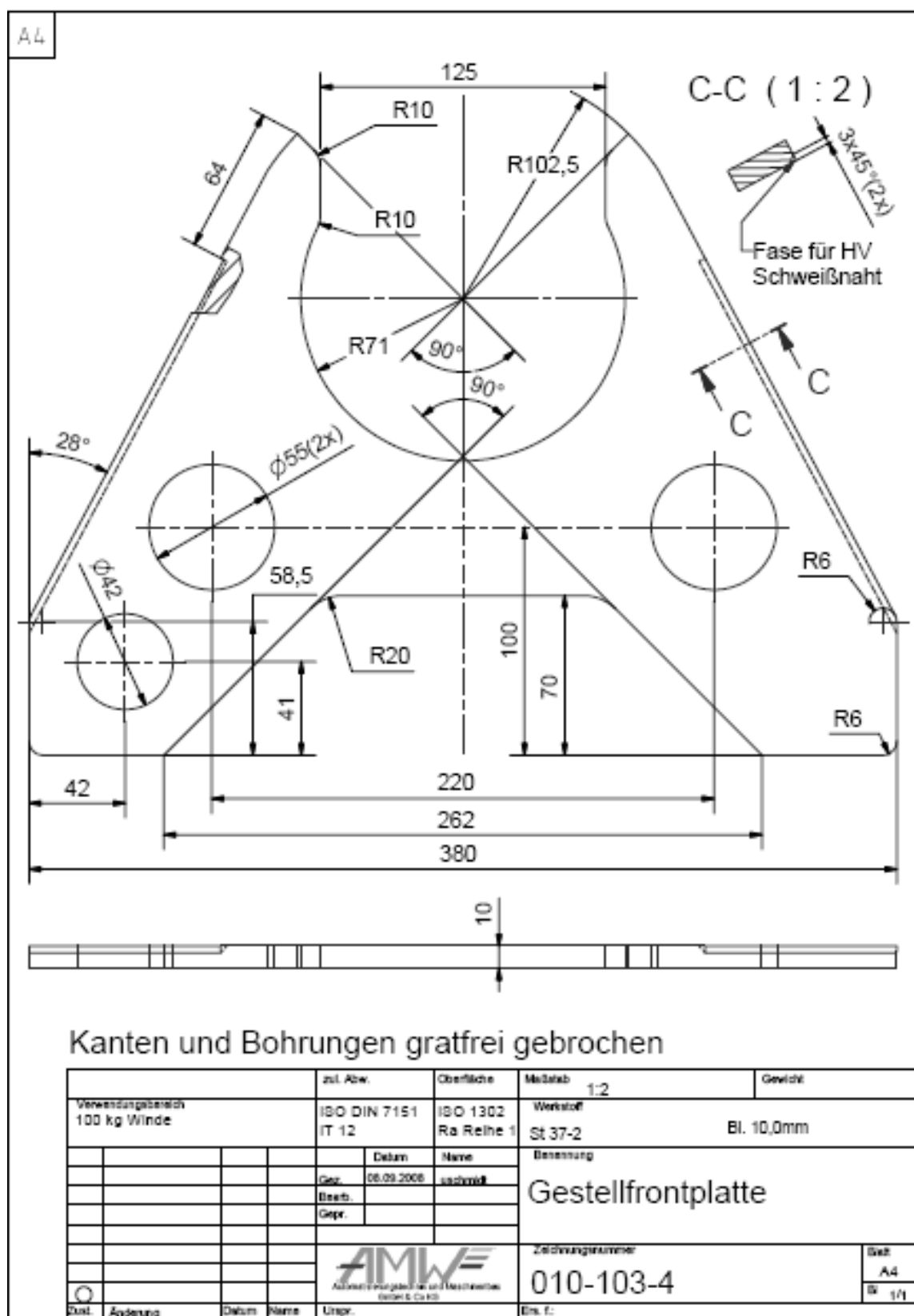
Die Möglichkeiten der Auswertung sind in beiden Programmen gleich, wobei bei der Ansys Workbench vor dem Lösen die auszuwertenden Komponenten wie die Vergleichsspannung nach von Mises gewählt werden müssen.

1.3 Fazit für den Datentransfer/ Modellierung

Für die Untersuchung der Hubwinde wird die Ansys Workbench gewählt, da der Datenaustausch, die Vernetzung sowie die Kontakterzeugung zwischen Bauteilen schneller möglich ist. Sämtliche Vernetzung erfolgen mit 10 Knoten Tetraederelementen (Solid 187). Tests der Systeme mit gleichen Bauteilen haben gezeigt, dass vergleichbare Ergebnisse erzielt werden. Der Mehraufwand der in Ansys Classic nötig ist, zeigt bei den Ergebnissen kaum Veränderungen.

Technical drawing of a casting mold assembly. The drawing includes a top view, a side view, and a perspective view. The top view shows a rectangular mold with a central channel and four side cavities. The dimensions are 288 ± 0,8 and 100 kg Vorrat. The side view shows the mold's profile. The perspective view shows the mold from an isometric perspective, with numbered callouts 1, 2, 3, and 4. The material is specified as S137-2 and the drawing is dated 10.10.2010.

Anlage 3



[illegible]